

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

**ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**ESTUDIO DE LA INFLUENCIA DE
PARÁMETROS GEOMÉTRICOS EN EL
DISEÑO DE UN AMORTIGUADOR
MAGNETO-REOLÓGICO PARA
SUSPENSIONES FERROVIARIAS**

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

AUTOR: D. Andrés Gómez Morón

TUTORA: Dra. Dña. María Jesús López Boada

JULIO, 2012

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, me gustaría agradecer a mi tutora María Jesús López Boada todas las oportunidades que me ha ofrecido y su gran ayuda en la realización del proyecto, aportándome toda su experiencia y brindándome toda su dedicación.

A mis padres, que me han proporcionado toda la ayuda necesaria sin que nunca me faltase de nada y me han dado su constante apoyo para poder alcanzar esta meta.

A Clara, que me ha dado la sonrisa necesaria tanto en los buenos como en los malos momentos.

A mis amigos de toda la vida, porque la carrera se habría hecho más larga sin disfrutar muchos de mis ratos libres con ellos.

A mis amigos de la universidad, a los *latinos* y sus escasas pero siempre fructíferas salidas y a los que he ido conociendo año tras año Adri, Ascen, Bea y Huelin que han sido unos grandes compañeros de estudio y una mano amiga cuando los he necesitado.

Muchas gracias a todos de corazón.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Introducción.....	2
1.2. Objetivos del trabajo.....	3
1.3. Estructura del trabajo	3
CAPÍTULO 2. SUSENSIONES FERROVIARIAS.....	5
2.1. Introducción.....	6
2.1.1. Suspensión primaria	7
2.1.2. Suspensión secundaria.....	9
2.2. Elementos del sistema de suspensión.....	10
2.2.1. Elementos elásticos	10
2.2.1.1. Ballestas.....	10
2.2.1.2. Resortes helicoidales	12
2.2.1.3. Suspensión neumática	14
2.2.1.4. Muelles elastómeros.....	16
2.2.1.5. Barras de torsión	20
2.2.2. Elementos de amortiguación.....	20
2.2.2.1. Amortiguadores de fricción	21
2.2.2.2. Amortiguadores hidráulicos	23
2.3. Tipos de suspensión.....	27
2.3.1. Suspensión pasiva	27
2.3.2. Suspensión activa.....	28
2.3.3. Suspensión semiactiva	29
CAPÍTULO 3. FLUIDOS MAGNETO-REOLÓGICOS.....	30
3.1. Contexto histórico de la reología	31
3.2. Propiedades reológicas	32
3.3. Aplicaciones de la reología.....	33

3.4. Materiales inteligentes.....	34
3.4.1. Materiales con memoria de forma.....	34
3.4.1.1. Aleaciones con Memoria de Forma (SMAs)	35
3.4.1.2. Cerámicas con Memoria de Forma (SMCs).....	36
3.4.1.3. Polímeros con Memoria de Forma (SMPs).....	36
3.4.1.4. Aleaciones Ferromagnéticas con Memoria de Forma (FSMAs)	36
3.4.2. Materiales piezoeléctricos y electrostrictivos.....	37
3.4.3. Materiales foto y cromóactivos.....	37
3.4.4. Fluidos reológicos.....	38
3.5. Fluidos magneto-reológicos.....	39
3.6. Aplicaciones actuales de los fluidos magneto-reológicos	40
3.6.1. Amortiguación por el uso de fluidos magneto-reológicos	40
3.6.2. Freno rotativo magneto-reológico	42
3.6.3. Amortiguadores de vibración.....	43
3.6.4. Prótesis médicas.....	44
3.6.5. Suspensión de asientos en vehículo pesado	44
3.6.6. Control de vibraciones sísmicas en estructuras	45
CAPÍTULO 4. MODELOS DE AMORTIGUADORES MAGNETO-REOLÓGICOS.....	47
4.1. Amortiguadores magneto-reológicos	48
4.2. Amortiguador magneto-reológico de doble vástago.....	49
4.3. Amortiguador magneto-reológico de doble tubo	54
CAPÍTULO 5. IMPLEMENTACIÓN DE LOS AMORTIGUADORES EN SIMULINK.....	58
5.1. Introducción.....	59
5.2. Amortiguador magneto-reológico de doble vástago.....	59
5.3. Amortiguador magneto-reológico de doble tubo	62
CAPÍTULO 6. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN.....	66
6.1. Introducción.....	67
6.2. Amortiguador magneto-reológico de doble vástago.....	67
6.2.1. Amortiguador de doble vástago con fluido MRF-122EG.....	68
6.2.2. Amortiguador de doble vástago con fluido MRF-132DG	72
6.2.3. Amortiguador de doble vástago con fluido MRF-140CG	75

6.3. Amortiguador magneto-reológico de doble tubo	80
6.3.1. Amortiguador de doble tubo con fluido MRF-122EG	81
6.3.2. Amortiguador de doble tubo con fluido MRF-132DG	82
6.3.3. Amortiguador de doble tubo con fluido MRF-140CG	83
6.4. Comparación de los resultados	84
CAPÍTULO 7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	85
7.1. Conclusiones.....	86
7.2. Trabajos futuros	87
ANEXO	88
A.1. Plano acotado de un amortiguador hidráulico ferroviario.....	89
A.2. Características del fluido magneto-reológico MRF-122EG	90
A.3. Características del fluido magneto-reológico MRF-132DG	92
A.4. Características del fluido magneto-reológico MRF-140CG	94
REFERENCIAS	96

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1.- Sistema de suspensión en un bogie ferroviario.....	6
Figura 2.2.- Suspensión primaria con resortes de caucho en bogie [2]	7
Figura 2.3.- Suspensión primaria con resortes y amortiguadores hidráulicos.....	7
Figura 2.4.- Montaje de suspensión primaria en vehículo ferroviario [2].....	8
Figura 2.5.- Suspensiones hidráulicas verticales (1) y laterales (2).....	9
Figura 2.6.- Ballesta.....	11
Figura 2.7.- Ballesta en bogie ferroviario.....	12
Figura 2.8.- Resortes helicoidales en bogie Y25	12
Figura 2.9.- Curvas de rigidez de resortes helicoidales	13
Figura 2.10.- Guías de los resortes helicoidales concéntricos.....	13
Figura 2.11.- Resortes helicoidales de fleje	14
Figura 2.12.- Dimensiones de una suspensión neumática [8]	14
Figura 2.13.- Modelos de suspensión neumática [9]	16
Figura 2.14.- Muelle elastómero [10].....	16
Figura 2.15.- Muelles elastómeros en la caja de grasa	18
Figura 2.16.- Ángulo β de inclinación de un muelle elastómero [10].....	18
Figura 2.17.- Rigidez y fuerza ejercida por un muelle elastómero [10]	19
Figura 2.18.- Muelle elastómero para suspensión secundaria [10].....	19
Figura 2.19.- Sistema anti-vuelco.....	20
Figura 2.20.- Amortiguador de fricción en suspensión primaria.....	21
Figura 2.21.- Amortiguadores de fricción en vehículos de transporte de pasajeros [8]	22
Figura 2.22.- Amortiguadores de doble tubo [13]	23
Figura 2.23.- Elementos de un amortiguador hidráulico de doble tubo [8].....	25
Figura 2.24.- Funcionamiento del amortiguador hidráulico de doble tubo [13]	25
Figura 2.25.- Funcionamiento de amortiguador hidráulico de recirculación [13].....	26

Figura 2.26.- Curvas de Fuerza-Desplazamiento (1) y Fuerza-Velocidad (2).....	27
Figura 3.1.- Esfuerzo de cortadura de un fluido reológico en función de la densidad de flujo [16].....	32
Figura 3.2.- Viscosidad de un fluido reológico en función de la velocidad de corte [16]	33
Figura 3.3.- Representación gráfica del efecto memoria en un material inteligente.....	34
Figura 3.4.- Proceso evolutivo de la estructura cristalina de las aleaciones durante el cambio de fase	35
Figura 3.5.- Esfuerzo viscoso en función de la velocidad de deformación.....	38
Figura 3.6.- Campo de velocidades en un fluido magnético.....	40
Figura 3.7.- Amortiguador Magnetic Ride de Delphi.....	41
Figura 3.8.- Audi R8 equipado con suspensiones magneto-reológicas	42
Figura 3.9.- Elementos de un sistema de freno rotativo magneto-reológico	43
Figura 3.10.- Amortiguador de vibraciones Rheonetic RD-1013-1	43
Figura 3.11.- Amortiguador magneto-reológico en prótesis de pierna	44
Figura 3.12.- Amortiguador magneto-reológico destinado al asiento de un vehículo...	45
Figura 3.13.- Amortiguadores magneto-reológicos para vibraciones sísmicas.....	45
Figura 3.14.- Amortiguadores magneto-reológicos en puentes colgantes.....	46
Figura 4.1.- Amortiguador magneto-reológico propuesto por Yang et al [27]	48
Figura 4.2.- Parámetros del amortiguador de doble vástago [27].....	49
Figura 4.3.- Modelo plato-paralelo [27]	51
Figura 4.4.- Rango dinámico frente a la relación h/R_2 de un amortiguador de doble vástago [27].....	52
Figura 4.5.- Fuerza controlable frente a la relación h/R_2 de un amortiguador de doble vástago [27].....	52
Figura 4.6.- Fuerza amortiguadora frente a la velocidad del pistón [27]	53
Figura 4.7.- Amortiguador magneto-reológico de doble vástago destinado a un vehículo ferroviario [29].....	53
Figura 4.8.- Amortiguador magneto-reológico de doble tubo [28].....	54
Figura 5.1.- Ecuación de la fuerza controlable en Simulink.....	59
Figura 5.2.- Ecuación de la fuerza viscosa en Simulink	60

Figura 5.3.- Ecuación del rango dinámico en Simulink.....	60
Figura 5.4.- Diagrama de bloques final del modelo	61
Figura 5.5.- Ecuación de la presión del acumulador en Simulink	62
Figura 5.6.- Ecuación de la constante de viscosidad en Simulink	62
Figura 5.7.- Ecuación de la fuerza controlable en Simulink.....	63
Figura 5.8.- Ecuación de la constante de la fuerza controlable en Simulink	63
Figura 5.9.- Ecuación del rango dinámico en Simulink.....	64
Figura 5.10.- Diagrama de bloques final del modelo	65
Figura 6.1.- Rango dinámico frente a la relación h/R_2 para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-122EG	68
Figura 6.2.- Fuerza controlable frente a la relación h/R_2 para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-122EG	69
Figura 6.3.- Fuerza amortiguadora frente a velocidad del pistón para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-122EG.....	70
Figura 6.4.- Fuerza controlable frente a límite elástico para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-122EG	71
Figura 6.5.- Rango dinámico frente a la relación h/R_2 para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-132DG	72
Figura 6.6.- Fuerza controlable frente a la relación h/R_2 para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-132DG	73
Figura 6.7.- Fuerza amortiguadora frente a velocidad del pistón para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-132DG	74
Figura 6.8.- Fuerza controlable frente a límite elástico para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-132DG	75
Figura 6.9.- Rango dinámico frente a la relación h/R_2 para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-140CG	76
Figura 6.10.- Fuerza controlable frente a la relación h/R_2 para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-140CG	76
Figura 6.11.- Fuerza amortiguadora frente a velocidad del pistón para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-140CG	78
Figura 6.12.- Fuerza controlable frente a límite elástico para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-140CG	79

Figura 6.13.- Fuerza amortiguadora frente a velocidad del pistón para un amortiguador de doble tubo con fluido MRF-122EG	81
Figura 6.14.- Fuerza amortiguadora frente a velocidad del pistón para un amortiguador de doble tubo con fluido MRF-132DG	82
Figura 6.15.- Fuerza amortiguadora frente a velocidad del pistón para un amortiguador de doble tubo con fluido MRF-140CG	83

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1.- Vehículos ferroviarios con suspensiones semiactivas	29
Tabla 4.1.- Parámetros del modelo de Yang et al.	50
Tabla 4.2.- Parámetros de modelo Quoc-Hung et al.	55
Tabla 6.1.- Parámetros de diseño iniciales del amortiguador de doble vástago	68
Tabla 6.2.- Parámetros del amortiguador utilizando el fluido MRF-122EG	70
Tabla 6.3.- Parámetros del amortiguador utilizando el fluido MRF-132DG	73
Tabla 6.4.- Parámetros del amortiguador utilizando el fluido MRF-140CG	77
Tabla 6.5.- Parámetros de diseño iniciales del amortiguador de doble tubo.....	80
Tabla 6.6.- Características del amortiguador utilizando el fluido MRF-122EG.....	81
Tabla 6.7.- Características del amortiguador utilizando el fluido MRF-132DG.....	82
Tabla 6.8.- Características del amortiguador utilizando el fluido MRF-140CG.....	83
Tabla 6.9.- Valores característicos de los amortiguadores magneto-reológicos	84

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1. Introducción

La industria ferroviaria es uno de los sectores industriales con más proyección y crecimiento en la actualidad. Por una parte, aun cuando la cuota de participación relativa del transporte de mercancías por ferrocarril es todavía baja, se estima que continuará incrementándose a lo largo de este decenio. Por otra parte y más importante, se están desarrollando nuevas líneas ferroviarias generalmente relacionadas con la alta velocidad que han supuesto un gran avance en el transporte de pasajeros.

Aunque el ferrocarril de alta velocidad comparte los mismos principios que el ferrocarril convencional, este tiene que resolver importantes cuestiones técnicas para continuar en permanente evolución, mejorando sus prestaciones con cada nuevo diseño.

Los sistemas de señalización y guiado, el sistema de electrificación, el propio material rodante, la organización del uso de la infraestructura etc., han tenido que adaptarse a los nuevos parámetros de funcionamiento que impone la alta velocidad.

En los vehículos ferroviarios de la alta velocidad, uno de los sistemas que influye en el funcionamiento óptimo de estos es el sistema de suspensión. La suspensión en su conjunto se encarga de soportar el peso del vehículo, filtrar las vibraciones que se producen por las irregularidades de la vía y garantizar la estabilidad. Con ello, se consigue proporcionar al vehículo un mayor confort y seguridad a los pasajeros.

El aumento de la velocidad de circulación que conlleva la alta velocidad repercute negativamente en el comportamiento dinámico del sistema ferroviario y en el incremento de las vibraciones asociadas. Por ello, actualmente, en el desarrollo de los trenes de alta velocidad se considera un avance importante diseñar e instalar suspensiones semiactivas, consiguiendo así una mejora en el confort y la seguridad del vehículo.

Los amortiguadores magneto-reológicos se han incorporado con fuerza al campo de las suspensiones semiactivas gracias a las importantes ventajas que presentan, entre las que destacan su rapidez de respuesta y su bajo requerimiento de potencia.

Los amortiguadores magneto-reológicos están formados básicamente por micro-partículas magnetizables y aceite de baja viscosidad. Con la presencia de un campo magnético, estas partículas se alinean aumentando la viscosidad del aceite y variando la fuerza de amortiguación. En la actualidad, ya han sido probados con notable éxito en las suspensiones de vehículos automóviles y en el control de

vibración de estructuras, pero hay todavía pocos estudios sobre la incorporación de los amortiguadores magneto-reológicos al ámbito ferroviario.

1.2. Objetivos del trabajo

Los principales objetivos que se pretenden conseguir con el presente Trabajo Fin de Grado son los siguientes:

- Estudiar cómo afectan las distintas geometrías de un amortiguador magneto-reológico a su comportamiento.
- Adaptar los parámetros geométricos de un amortiguador hidráulico, utilizado en la actualidad en la suspensión secundaria vertical de vehículos ferroviarios, a un amortiguador magneto-reológico.
- Elegir un fluido magneto-reológico disponible en el mercado para su utilización en dicho amortiguador.
- Definir las fuerzas de trabajo que intervienen en el funcionamiento del amortiguador.

1.3. Estructura del trabajo

Este Trabajo Fin de Grado consta de siete capítulos, siendo el primero de ellos la presente INTRODUCCIÓN. A continuación, se hace una breve descripción del contenido de los capítulos sucesivos:

- En el CAPÍTULO 2, SUSENSIONES FERROVIARIAS, se describen las características más relevantes de la suspensión de un vehículo ferroviario y se realiza una clasificación de los distintos elementos que la forman.
 - En el CAPÍTULO 3, FLUIDOS MAGNETO-REOLÓGICOS, se introduce el concepto de la reología y de los materiales inteligentes. Debido a que este trabajo se centra en los amortiguadores que contienen fluidos magneto-reológicos, se explicarán las aplicaciones actuales.
 - En el CAPÍTULO 4, MODELOS DE AMORTIGUADORES MAGNETO-REOLÓGICOS, se presenta una descripción de los tipos de amortiguadores magneto-reológicos existentes en la actualidad y se profundiza en las consideraciones geométricas de dos de ellos.
-

- En el CAPÍTULO 5, IMPLEMENTACIÓN DE LOS AMORTIGUADORES EN SIMULINK, se detalla cómo se modelan las ecuaciones que definen la geometría del amortiguador magneto-reológico en ese programa.
- En el CAPÍTULO 6, RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN, se presentan los resultados obtenidos.
- En el CAPÍTULO 7, CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS, se analizan las conclusiones obtenidas a la vista de los resultados y se realizan propuestas de trabajos futuros, continuando con esta misma línea de investigación.

CAPÍTULO 2. SUSPENSIONES FERROVIARIAS

2.1. Introducción

El sistema de suspensión de un vehículo ferroviario es un elemento importante debido a que afecta a otras prestaciones y características de diseño del vehículo, como son la estabilidad estática y dinámica o los esfuerzos rueda-carril [1,3]. Asimismo, el sistema de suspensión se encarga de soportar el peso del vehículo y guiarlo a través de la vía férrea, cumpliendo también las siguientes funciones:

- Filtrar las vibraciones producidas por las irregularidades existentes en la vía férrea.
- Proporcionar la estabilidad necesaria al vehículo ferroviario.
- Reducir los movimientos verticales, horizontales, transversales y angulares en la parte suspendida.

Con todo ello, se consigue una protección de los componentes del vehículo ferroviario y una mayor comodidad y seguridad a los pasajeros y/o mercancías transportadas.

El sistema de suspensión del vehículo ferroviario (Figura 2.1) puede ir instalado entre el bastidor y el conjunto eje-rueda (suspensión primaria) o entre la caja del vehículo ferroviario y bastidor (suspensión secundaria). Según esto, la suspensión desempeñará diferentes funciones.

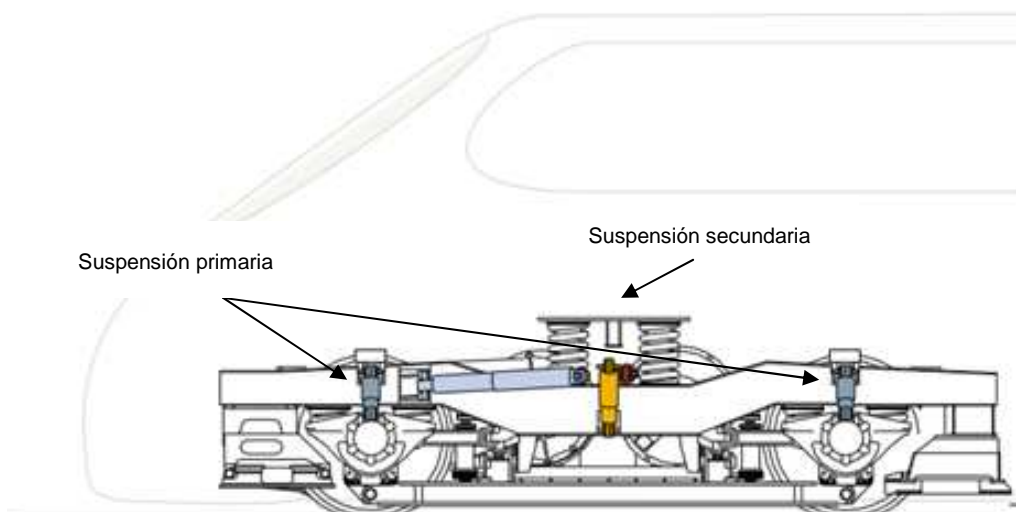


Figura 2.1.- Sistema de suspensión en un bogie ferroviario

2.1.1. Suspensión primaria

La suspensión primaria en un vehículo ferroviario se compone de los elementos mecánicos o hidráulicos encargados de amortiguar los esfuerzos producidos por la rueda sobre el bogie. Este sistema de suspensión está situado entre el bastidor y el conjunto eje-rueda del bogie actuando como primer órgano flexible entre dicho conjunto y el tren. La suspensión primaria suele estar formada por resortes de caucho o goma (Figura 2.2) o mediante resortes acompañados de sus amortiguadores correspondientes (Figura 2.3) [1,2].

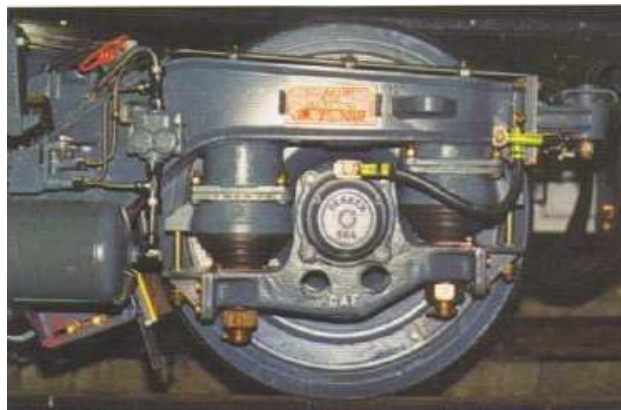


Figura 2.2.- Suspensión primaria con resortes de caucho en bogie [2]

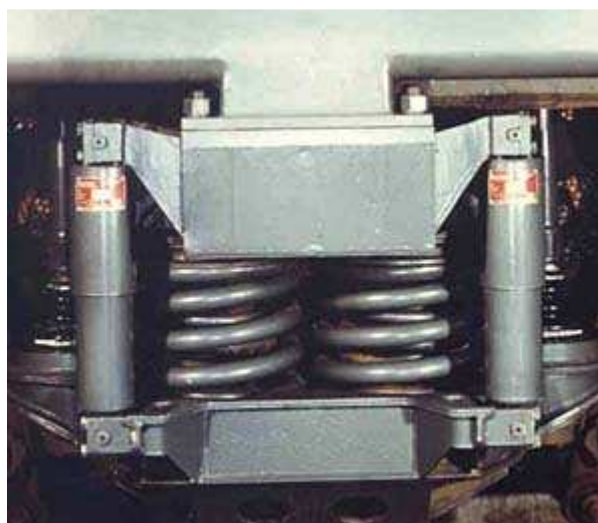


Figura 2.3.- Suspensión primaria con resortes y amortiguadores hidráulicos

Las principales funciones que desempeña la suspensión primaria en el vehículo ferroviario son:

- Reducción de las vibraciones producidas entre el bastidor del bogie y de los elementos montados en él.
- Reparto equitativo de las cargas producidas sobre las ruedas, disminuyendo así el riesgo de descarrilamiento y produciendo una mejora en las prestaciones de tracción y freno en el vehículo ferroviario.
- Guiado de los ejes del vehículo ferroviario en direcciones longitudinales y laterales.

En el transporte de mercancías se utilizan únicamente suspensiones primarias debido a que son más baratas, ligeras y fáciles de montar que las secundarias. Además, por lo general, en el transporte de mercancías no se presenta el problema de confortabilidad, tan característico del transporte de viajeros.

La suspensión primaria aumenta su complejidad en función de las sollicitaciones dinámicas y del rango de velocidades al que circula el vehículo ferroviario. Con el aumento de velocidad se pasa de un montaje de resorte y amortiguador o campanas de goma o caucho como los montados en la Figura 2.2, a un montaje de mayor complejidad representado en la Figura 2.4.

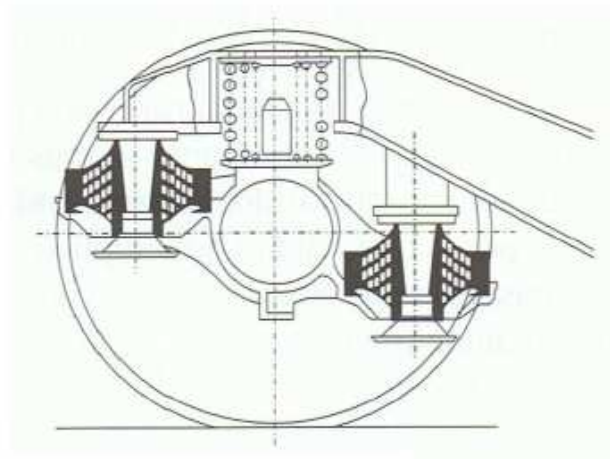
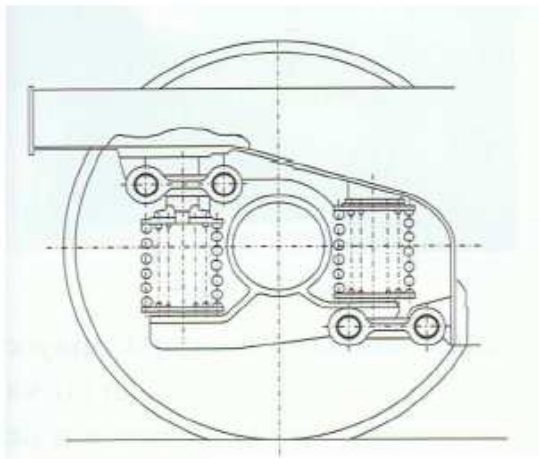


Figura 2.4.- Montaje de suspensión primaria en vehículo ferroviario [2]

En la actualidad, los vehículos ferroviarios de alta velocidad para el transporte interurbano alcanzan fácilmente los 350 Km/h de velocidad. Debido a esto, la estabilidad dinámica del vehículo juega un papel muy importante y por ello se han llevado a cabo diversos estudios [4] acerca de la influencia de la suspensión primaria en la estabilidad del vehículo ferroviario y en los esfuerzos al paso por curva. Mediante programas de simulación como SIMPACK se ha concluido que un diseño óptimo de la rigidez longitudinal, lateral y vertical de la suspensión primaria mejora razonablemente la estabilidad y los esfuerzos producidos al paso del vehículo ferroviario por una curva.

2.1.2. Suspensión secundaria

La suspensión secundaria en un vehículo ferroviario se compone de los elementos mecánicos, hidráulicos y neumáticos encargados de amortiguar los movimientos que se producen entre la caja y el bogie del vehículo [5,6].

La suspensión secundaria se encarga de absorber las vibraciones tanto en dirección vertical como en dirección horizontal, por ello se puede diferenciar entre suspensión secundaria lateral y suspensión secundaria vertical. En la Figura 2.5 se puede observar la suspensión secundaria de un bogie formada por amortiguadores hidráulicos tanto en la suspensión vertical (1) como en la suspensión lateral (2).

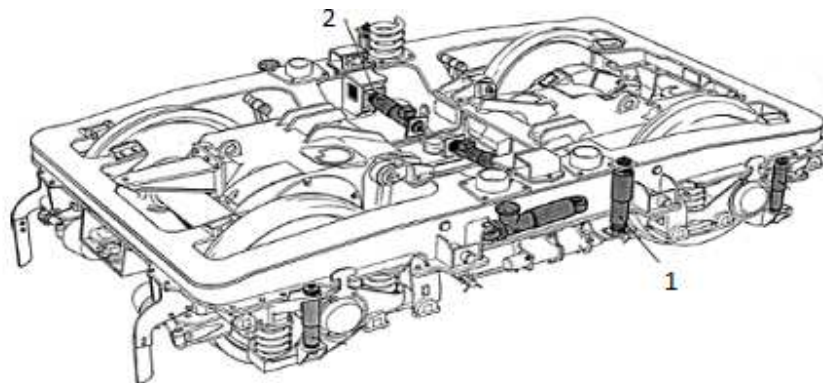


Figura 2.5.- Suspensiones hidráulicas verticales (1) y laterales (2)

El principal objetivo de esta etapa de la suspensión es aislar a la caja del vehículo ferroviario de las irregularidades de la vía férrea para proporcionar confort a los pasajeros. Precisamente, para facilitar el confort de los viajeros, las suspensiones secundarias verticales tienen una frecuencia natural de 1 Hz debido a que el ser humano soporta mejor los movimientos verticales a dicha frecuencia.

A su vez, las suspensiones secundarias laterales son las encargadas de evitar el movimiento lateral sostenido que puede producir problemas de estabilidad dinámica y desplazamiento de la vía. Este movimiento puede aparecer a velocidades cercanas a los 120 Km/h aunque también tiene dependencia de la estabilidad lateral del conjunto caja-bogie. Por ello, muchos trenes de media y larga distancia incorporan suspensiones laterales que evitan o minimizan este fenómeno.

2.2. Elementos del sistema de suspensión

Los elementos del sistema de suspensión del vehículo ferroviario son aquellos que se encargan de cumplir las funciones del sistema de suspensión asegurando el confort, estabilidad y seguridad. Normalmente se puede hacer una división entre los dos tipos de elementos existentes en la suspensión de un vehículo ferroviario: elementos elásticos y elementos amortiguadores [5].

2.2.1. Elementos elásticos

Los elementos elásticos presentes en un vehículo ferroviario son los encargados de realizar la unión entre los órganos de rodadura y el vehículo en la suspensión primaria, ejerciendo una fuerza recuperadora cuando aparecen fuerzas que intentan separarlos. En la suspensión secundaria, estos elementos son los encargados de absorber vibraciones. A su vez, los elementos elásticos desempeñan las siguientes funciones:

- Distribuir las cargas verticales entre las ruedas.
- Estabilizar los movimientos del vehículo en la vía.
- Reducir las fuerzas dinámicas y oscilaciones producidas por irregularidades de la vía.

A continuación, se describen los diferentes elementos elásticos que pueden encontrarse en la suspensión de un vehículo ferroviario.

2.2.1.1. Ballestas

Las ballestas constituyen uno de los sistemas de suspensión más antiguos y todavía utilizados en la actualidad. Las ballestas no están presentes únicamente en el sector ferroviario, también han tenido gran presencia en el sector automovilístico [5].

Las principales ventajas de estos elementos elásticos de suspensión son su bajo coste, la gran capacidad para soportar grandes cargas (muy utilizadas en el transporte de mercancías), amortiguamiento propio y realización de funciones de guiado lateral y longitudinal.

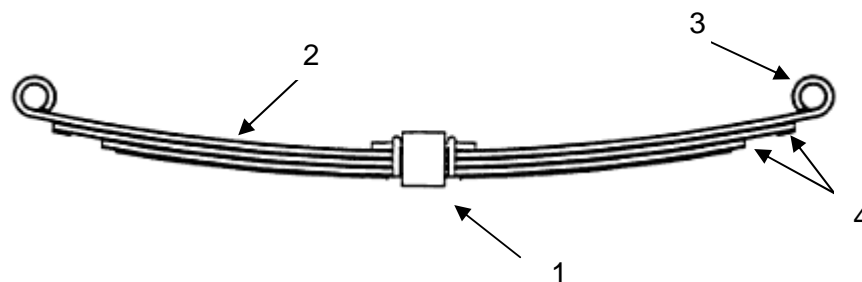


Figura 2.6.- Ballesta

La Figura 2.6 muestra una ballesta de uso ferroviario. En ella se pueden distinguir varias partes como son el bulón central (1) cuya función es unir las láminas de la ballesta, la lámina principal (2), también llamada hoja maestra, que es la lámina más larga situada en la parte superior y que acaba en dos arrollamientos (3) que sirven de unión. Las láminas de sostén son aquellas láminas que están debajo de la hoja maestra cuyas longitudes son desiguales, denominándose escalonado (4) la zona no suspendida de estas. Las láminas son de anchura y grosor constante salvo la lámina maestra que en algunos casos es de mayor grosor que las demás, debido a que es la encargada de resistir mayores esfuerzos por los diversos movimientos verticales, longitudinales y transversales.

Las ballestas, como elementos de suspensión, se emplean con mucha frecuencia en los trenes de mercancías debido a su gran capacidad de carga. La Figura 2.7 muestra el montaje de las ballestas en un vehículo ferroviario, en el que la unión con el bogie se realiza mediante anillas. En la figura, se aprecian ballestas de doble flexibilidad, en las que se produce una deformación inicial de las hojas con las cargas mínimas. Con esta doble flexibilidad se consigue que la frecuencia natural de la suspensión no afecte a las condiciones de tara y carga máxima. Por otra parte, la utilización de esta doble flexibilidad asegura que para las ruedas sin carga, la ballesta tenga una elevada deformación, condición que evita riesgos de descarrilamiento.

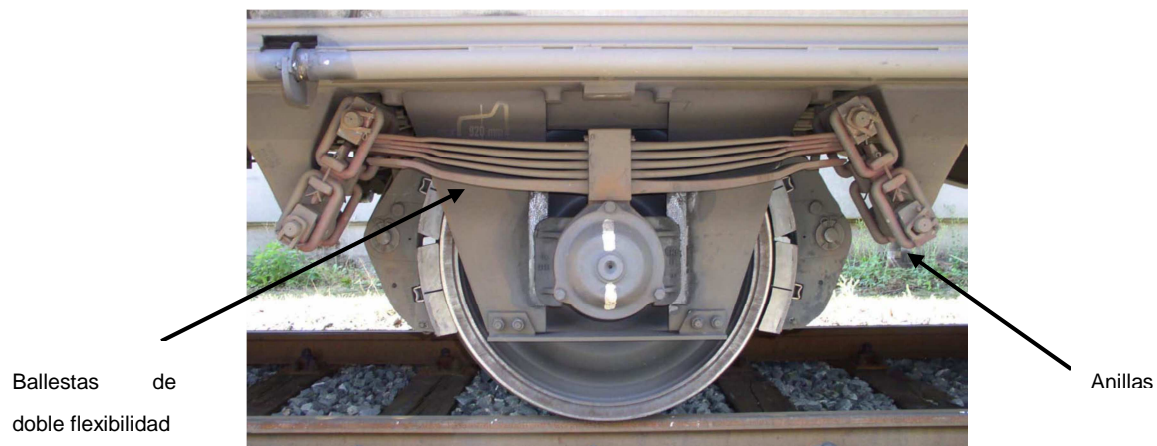


Figura 2.7.- Ballesta en bogie ferroviario

2.2.1.2. Resortes helicoidales

Los resortes helicoidales son fabricados a partir de una varilla de acero de alta resistencia adoptando la forma de hélice, pudiendo ser de diámetro y paso constante o variable. Se trata de uno de los elementos de rigidez más utilizados en las suspensiones de vehículos ferroviarios. Las principales ventajas de este sistema de suspensión son dos: facilitar una regulación precisa y ser muy compacto. Pueden, además, trabajar tanto a compresión como a tracción y son normalmente utilizados en la suspensión primaria como en el caso del bogie Y25 (Figura 2.8).



Figura 2.8.- Resortes helicoidales en bogie Y25

Una de las disposiciones habituales de los resortes helicoidales en la suspensión primaria de un vehículo ferroviario es su montaje concéntrico, uno dentro de otro (equivalente a dos resortes en paralelo). Con esta disposición de los resortes se consigue una variación de la curva de rigidez como se muestra en la Figura 2.9 [7].

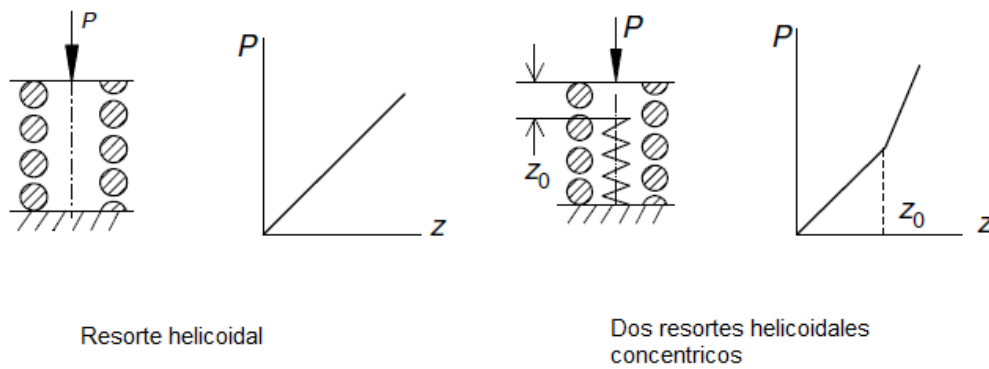


Figura 2.9.- Curvas de rigidez de resortes helicoidales

El montaje de los resortes concéntricos en el bogie se realiza mediante dos guías cilíndricas verticales instaladas en el bastidor del bogie y dos cilindros insertados en la caja del eje mediante cojinetes de goma (Figura 2.10).

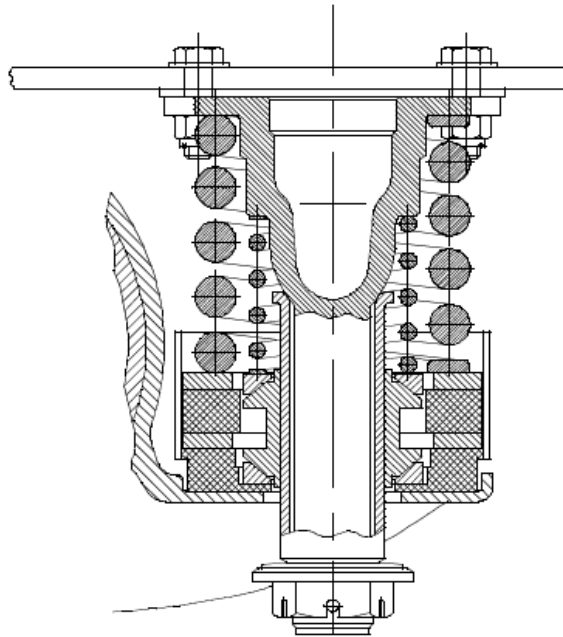


Figura 2.10.- Guías de los resortes helicoidales concéntricos

Una variación de los resortes anteriores son los resortes helicoidales de fleje que tienen un comportamiento no lineal y que son utilizados ampliamente en la suspensión primaria de los vehículos ferroviarios destinados al transporte de pasajeros (Figura 2.11).

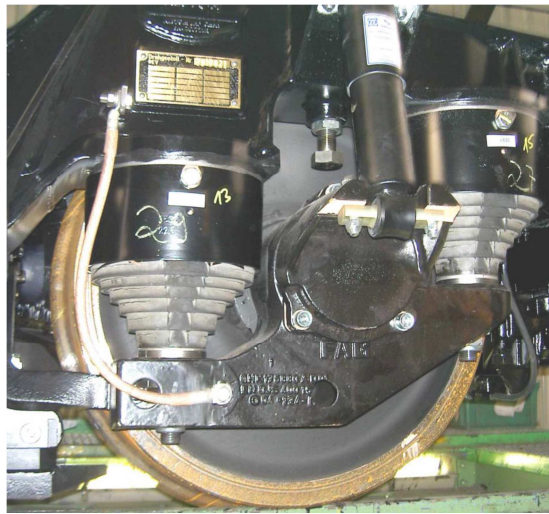


Figura 2.11.- Resortes helicoidales de fleje

2.2.1.3. Suspensión neumática

La suspensión neumática en un vehículo ferroviario se basa en la compresibilidad del aire como elemento de suspensión, permitiendo su regulación mediante la variación de la presión del aire dentro de la balona neumática. En la Figura 2.12 se muestran las dimensiones de una suspensión neumática de un vehículo ferroviario. En ella se aprecia la balona en cuyo interior se introduce el aire a presión y un resorte auxiliar de caucho-metal que actúa absorbiendo vibraciones de alta frecuencia.

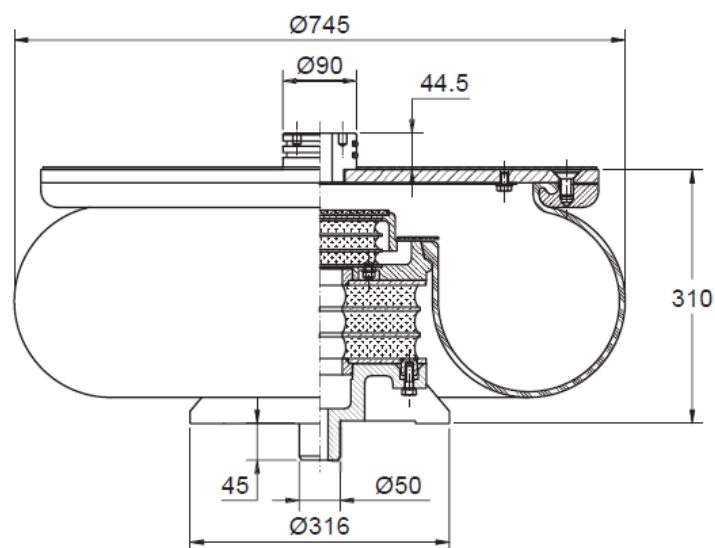


Figura 2.12.- Dimensiones de una suspensión neumática [8]

Actualmente, la suspensión neumática es muy utilizada en la suspensión secundaria de vehículos ferroviarios destinados al transporte de pasajeros debido a las ventajas que dicha suspensión presenta [3,8]:

- El mantenimiento de este tipo de suspensiones es muy poco costoso.
- Se trata de una suspensión menos pesada que las metálicas, sobre todo cuando se dispone de un suministro de aire comprimido utilizado para otros fines.
- La facilidad de regulación permite mantener constante el nivel de altura del piso en función de la carga de viajeros y la posición del tren en recta o en curva.
- Aumento de la comodidad del pasajero independientemente de las condiciones de carga.
- Poseen una gran capacidad de filtrado de las frecuencias elevadas.
- La frecuencia natural es prácticamente independiente de la carga soportada gracias a que la curva fuerza-deformación es progresiva.
- Las cámaras de aire tienen una frecuencia natural baja, minimizando con ello la transmisión de vibraciones.
- Reducen la amplitud de cabeceo y balanceo al aceptar una ligera corrección dinámica.
- Disminuyen el ruido en las ruedas y frenos por no existir relación mecánica directa entre las ruedas y la masa suspendida.

Sin embargo, estas suspensiones presentan los siguientes inconvenientes:

- El deterioro de la balona neumática o una deficiencia en el sistema de aire comprimido dejaría sin efecto a la suspensión, por ello sería necesario combinar la suspensión neumática con una metálica.
- La suspensión neumática carece tanto de estabilidad longitudinal como de transversal, siendo necesaria la utilización de órganos de empuje y reacción que aumentan el peso de la suspensión minimizando la ventaja de su bajo peso.
- Son más caras de instalar que otros sistemas de suspensión.

Dada la importancia de este sistema de suspensión, actualmente existe una amplia variedad de diseños en el mercado de resortes neumáticos para cada tipo de sollicitación debido a que son capaces de absorber esfuerzos horizontales o torsionales (Figura 2.13) [9].

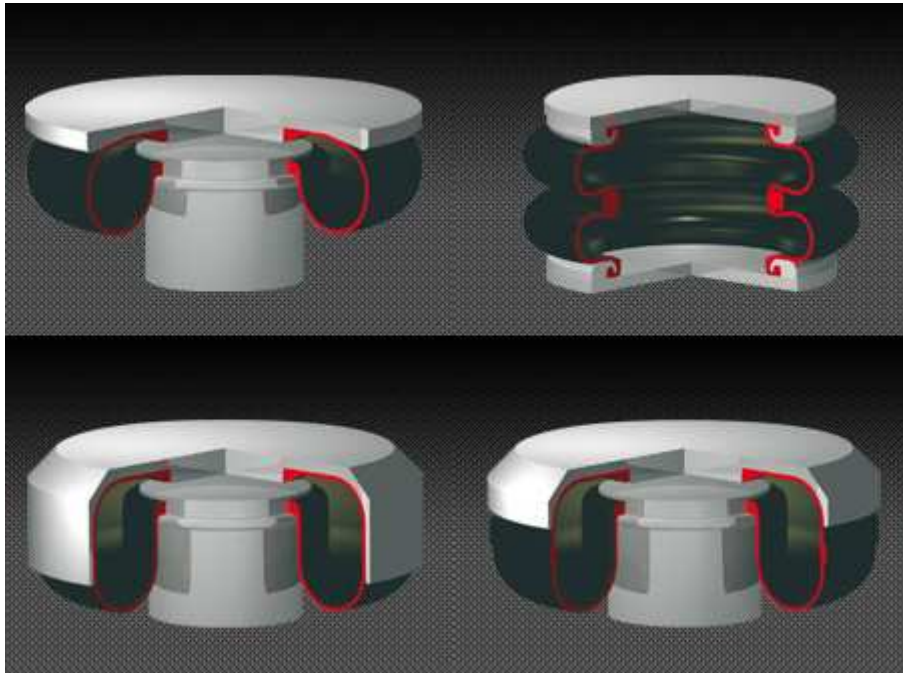


Figura 2.13.- Modelos de suspensión neumática [9]

2.2.1.4. Muelles elastómeros

Los muelles elastómeros (Figura 2.14) son suspensiones fabricadas de caucho o materiales compuestos que presentan una histéresis natural importante y son óptimos para evitar las vibraciones de alta frecuencia.



Figura 2.14.- Muelle elastómero [10]

Las ventajas que presenta el uso de este tipo de suspensiones en la suspensión de un vehículo ferroviario son las siguientes:

- Evitan el desgaste de superficies con deslizamiento.
- El comportamiento de estos materiales varía en función de su composición y de su forma, presentando valores de resiliencia, en general, superiores a los de un acero.
- Reducen los ruidos producidos en alta frecuencia (gran utilidad en ferrocarriles subterráneos).
- Pueden proporcionar tres modos lineales de flexibilidad (lateral, longitudinal y vertical).
- Pueden utilizarse tanto en suspensión primaria como en suspensión secundaria.
- La geometría de los muelles puede adaptarse a las necesidades del diseño necesario.
- Tienen un bajo coste de mantenimiento.

Sin embargo, este tipo de suspensión presenta los siguientes inconvenientes:

- Los materiales elastómeros de los que están compuestas estas suspensiones presentan una tendencia natural a fluir o hacerse inestables.
- Poseen una memoria de carga producida por un cambio de propiedades permanente o semipermanente por el resultado de aplicar cargas continuas u ondulatorias.
- La temperatura puede producir cambios en la altura del muelle que, aun siendo reversible, puede producir modificaciones de hasta un 12% de cambio con respecto a la altura inicial con variaciones de temperatura de 30° C.
- La histéresis elástica del muelle acaba siendo muy acusada con el paso del tiempo.

Una de las principales utilidades de este tipo de suspensión es evitar que se transmitan vibraciones sobre la caja de grasa del vehículo ferroviario (Figura 2.15). Esta suspensión es de gran importancia debido a que la caja de grasa es el elemento que permite el enlace entre el eje y la suspensión del vehículo ferroviario, transmitiendo todos los esfuerzos y permitiendo el giro del propio eje. Por ello, una filtración idónea de vibraciones en la caja de grasa, evita problemas de fatiga por transmisión de vibraciones al eje.



Figura 2.15.- Muelles elastómeros en la caja de grasa

La capacidad de carga de los muelles elastómeros para la caja de grasa varía desde los 16 kN a los 120 kN y sufre deformaciones verticales desde 12 mm a los 100 mm. Según el ángulo (β) de inclinación con respecto al eje vertical del propio muelle, que varía desde los 90° hasta los 140° (Figura 2.16), y el ángulo de colocación con respecto a la caja de grasa (α), se pueden obtener diferentes valores de rigidez longitudinal, lateral y vertical. Puede variar así la carga vertical soportada y la deformación vertical producida (Figura 2.17).

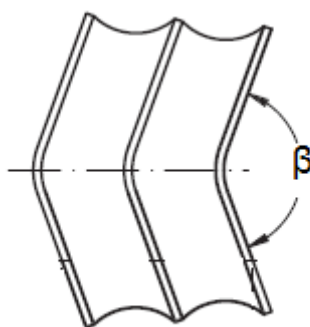


Figura 2.16.- Ángulo β de inclinación de un muelle elastómero [10]

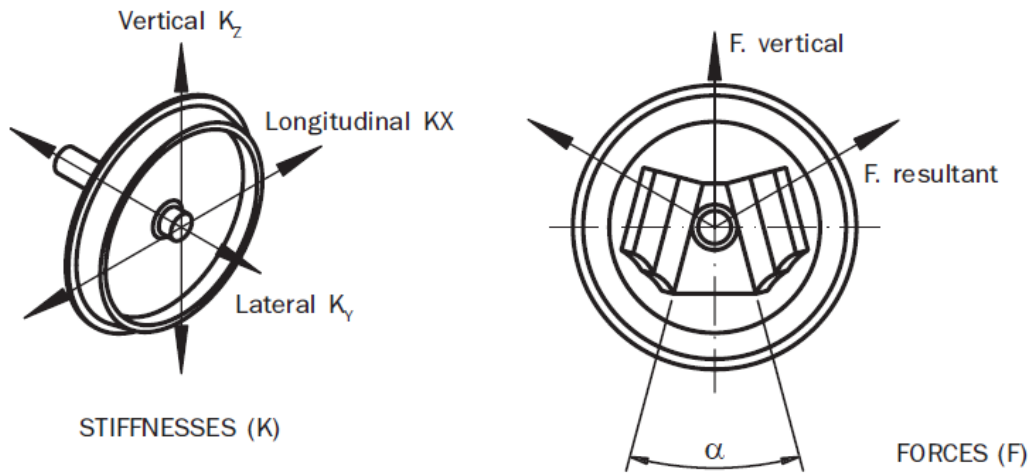


Figura 2.17.- Rigidez y fuerza ejercida por un muelle elastómero [10]

Asimismo, existen muelles elastómeros aplicados a la suspensión secundaria que en la actualidad están siendo muy utilizados. Algunos modelos como el de la Figura 2.18 presentan forma de reloj de arena lo que permite soportar todos los desplazamientos requeridos en la suspensión secundaria. Además, que su material sea el caucho proporciona ventajas como la simplicidad del modelo, el bajo coste de mantenimiento y una larga vida útil. Este tipo de suspensión también ofrece una alta capacidad de carga [10].



Figura 2.18.- Muelle elastómero para suspensión secundaria [10]

2.2.1.5. Barras de torsión

Las barras de torsión son dispositivos encargados de disminuir el ángulo de balanceo que se produce cuando el vehículo ferroviario circula por curva. Al producir una disminución de dicho ángulo, se evita la fuerza lateral ejercida sobre los pasajeros, permitiendo así el incremento de la velocidad de paso por curva limitada por el confort de los pasajeros [1,5].

Las barras de torsión constituyen uno de los componentes más importantes en los vehículos de alta velocidad debido a su función de nivelación en las curvas, controlando la inclinación de la masa suspendida producida entre el exterior y el interior de esta por la fuerza centrífuga en las curvas. Las barras de torsión provocan un desplazamiento lateral del centro de gravedad, reduciendo así la carga en las ruedas interiores y aumentando en las exteriores, disminuyendo con ello el riesgo de vuelco.

Las barras de torsión se introducen dentro de un completo sistema anti-vuelco (Figura 2.19) que comprende palancas, enlaces y cojinetes de apoyo.

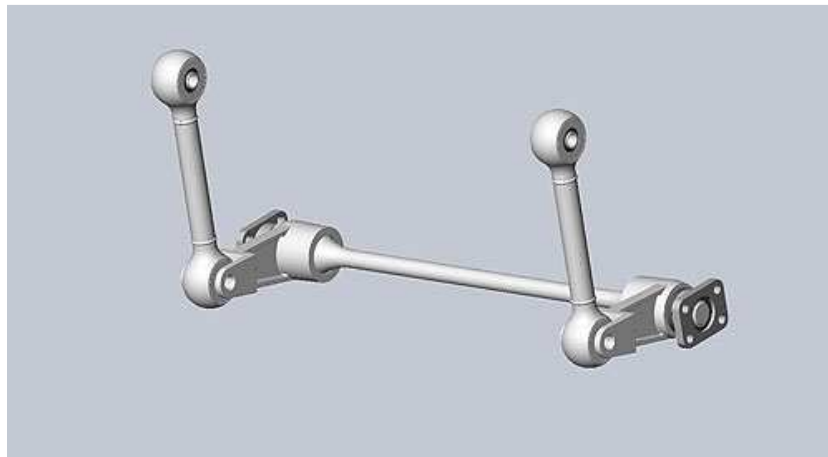


Figura 2.19.- Sistema anti-vuelco

2.2.2. Elementos de amortiguación

La función de los elementos de amortiguación es absorber las oscilaciones producidas por los elementos de suspensión elásticos en el menor tiempo posible. Con ello, los amortiguadores proporcionan el confort necesario a los pasajeros del vehículo. Los amortiguadores son los encargados de realizar las siguientes funciones:

- Absorber la energía cinética que se transmite a la masa suspendida.
- Reducir el tiempo en el que varía la adherencia rueda-carril debido a las oscilaciones producidas por los elementos elásticos.
- Frenar simultáneamente las oscilaciones producidas en la masa suspendida y en la masa no suspendida.

Los elementos de amortiguación deben evitar intervenir en las oscilaciones de poca amplitud y alta frecuencia porque ello llevaría a que la masa suspendida estuviera sometida a pequeñas vibraciones, impidiendo que se obtuviese una mejora en la estabilidad en ruta [3].

Los elementos de amortiguación se pueden clasificar en dos grupos: amortiguadores de fricción y amortiguadores hidráulicos.

2.2.2.1. Amortiguadores de fricción

Los amortiguadores de fricción (Figura 2.20) son los dispositivos encargados de transformar la energía producida por las oscilaciones de los elementos elásticos en energía térmica, mediante rozamiento. Estos elementos se utilizan con frecuencia en los vagones de vehículos destinados al transporte de mercancías debido a su simplicidad y bajo coste.



Amortiguador de
fricción

Figura 2.20.- Amortiguador de fricción en suspensión primaria

Este tipo de amortiguación presenta desventajas como son:

- La amortiguación sólo entra en funcionamiento cuando se supera la fuerza de fricción, por lo que el vehículo parte de una situación inicial de suspensión bloqueada.
- Una vez superada la fuerza de fricción, la fuerza amortiguadora disminuye con la velocidad en vez de aumentar con la misma.
- Es necesario un continuo mantenimiento debido al desgaste periódico que sufre.
- Sus propiedades se alteran a medida que se desgasta el amortiguador.

En la actualidad, también existen amortiguadores de fricción usados en vehículos para el transporte de pasajeros (Figura 2.21). Estos son los encargados de controlar el movimiento lateral y vertical del vehículo [8].



Figura 2.21.- Amortiguadores de fricción en vehículos de transporte de pasajeros [8]

Las ventajas de este sistema de amortiguación en vehículos ferroviarios destinados a pasajeros son las siguientes:

- Tienen una gran robustez, evitando con ello la posibilidad de sufrir daños.
- Mantienen una fuerza constante de amortiguación.
- Alto rango de funcionamiento a diferentes temperaturas.
- Pueden acompañar a un resorte de cualquier tamaño para cumplir los requisitos de amortiguación.

2.2.2.2. Amortiguadores hidráulicos

Los amortiguadores hidráulicos se han impuesto en la actualidad como uno de los métodos de suspensión más utilizado en el ámbito ferroviario. Una de las características más destacadas de este tipo de amortiguación es que la fuerza amortiguadora aumenta con la velocidad [5,11].

Actualmente existen dos grandes tipos de amortiguadores hidráulicos: los amortiguadores monotubo y los amortiguadores de doble tubo. En la industria ferroviaria predomina el uso de los amortiguadores de doble tubo (Figura 2.22).



Figura 2.22.- Amortiguadores de doble tubo [13]

Dentro de los amortiguadores de doble tubo también se puede distinguir entre los presurizados (gas y aceite) y los no presurizados (aceite). En la industria ferroviaria se imponen los amortiguadores no presurizados debido a su bajo coste y a que se ha conseguido, mediante un especial diseño de la válvula de pie, evitar la entrada de aire en la cámara, lo que provocaría que el aceite y el aire se mezclasen y se produjera la formación de espuma. Los amortiguadores ferroviarios de doble tubo presentan las siguientes ventajas:

- El sistema de válvulas permite ser controlado electrónicamente variando las propiedades del amortiguador según las condiciones de funcionamiento.
- Larga vida útil de funcionamiento.

- Los esfuerzos de tracción y compresión son idénticos.
- Poseen una gran seguridad de bloqueo.
- Son económicos debido a su diseño compacto, modular y estandarizado.
- Presentan una gran rigidez dinámica.
- El mismo amortiguador puede ser montado tanto en la suspensión secundaria vertical como en la horizontal.

La Figura 2.23 muestra las distintas partes de las que consta un amortiguador de doble tubo utilizado en el ámbito ferroviario [6], distinguiéndose las siguientes partes:

1. **Cubierta de polvo:** Actúa de protector del vástago y evita la entrada de partículas de polvo al amortiguador.
2. **Cubierta interior:** Protección adicional de la entrada de suciedad al vástago del amortiguador.
3. **Anillo limpiador:** Limpia la suciedad pelicular depositada sobre la superficie del vástago.
4. **Sellado de aceite:** Proporciona una lubricación al vástago para evitar que se produzca rozamiento, reduciendo así la fricción.
5. **Guía del vástago:** Se encarga de actuar de guía del vástago en la entrada de este a la cámara interior. Fabricado normalmente en hierro fundido para evitar el desgaste.
6. **Válvula de amortiguación:** Permite el ajuste de las fuerzas de compresión y extensión generadas en el amortiguador.
7. **Anillo guía:** Es el encargado de evitar el contacto de la guía del vástago y el propio vástago eliminando el contacto metal-metal que llevaría al desgaste de dichas piezas.
8. **Cámara interior:** Sirve como depósito del aceite del amortiguador.
9. **Pistón:** Es el encargado de empujar el aceite generando las fuerzas de amortiguamiento.
10. **Válvula de no retorno:** Actúa de conexión entre un lado y otro del pistón.
11. **Cámara de reserva:** Sirve como depósito del aceite del amortiguador.
12. **Válvula de pie:** Actúa de conexión entre la cámara interior y la cámara de reserva.

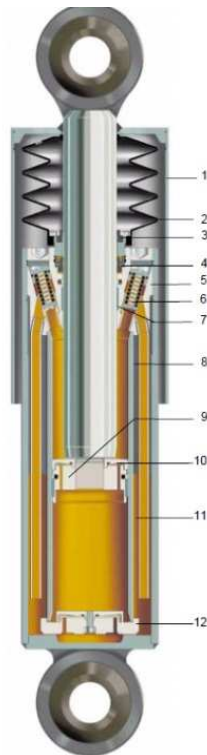
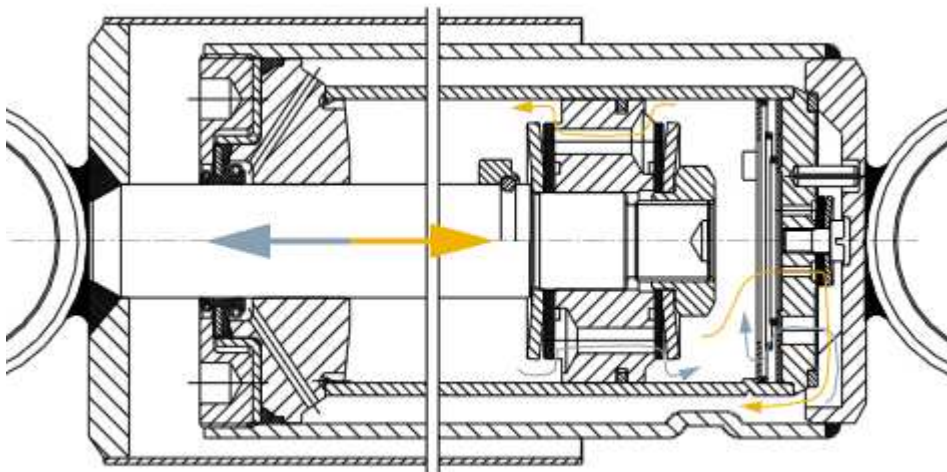


Figura 2.23.- Elementos de un amortiguador hidráulico de doble tubo [8]

En la Figura 2.24 se muestra como el aceite fluye a través de un amortiguador de doble tubo tanto en la carrera de compresión como en la carrera de extensión [13,14].

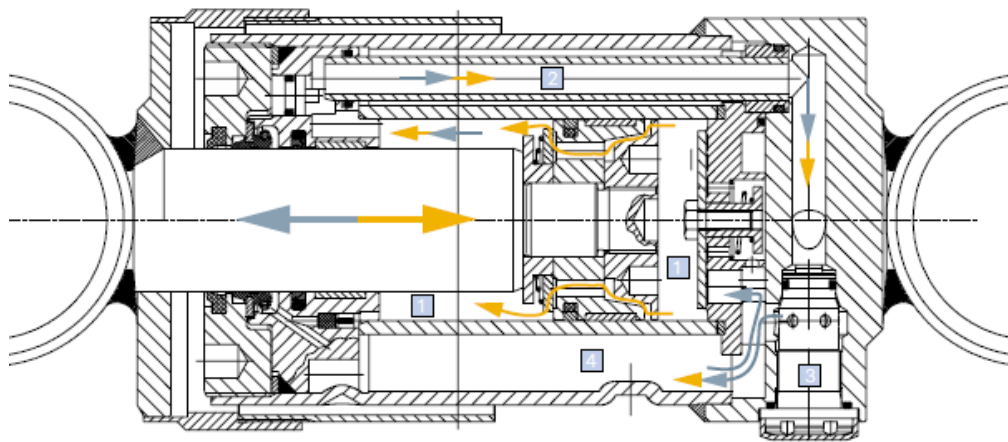


■ Carrera de compresión ■ Carrera de extensión

Figura 2.24.- Funcionamiento del amortiguador hidráulico de doble tubo [13]

- **Carrera de compresión:** El vástago del amortiguador penetra en la cámara interior provocando que el aceite fluya a través de la válvula de no retorno al otro lado del pistón. A su vez, el aceite que arrastra el pistón fluye a través de las válvulas de pie introduciéndose en la cámara de reserva. La fuerza de amortiguamiento resultante es obtenida por la resistencia que ejerce la válvula de pie al paso del aceite.
- **Carrera de extensión:** El vástago sale hacia fuera y el aceite que está por encima del pistón se comprime pasando a través de la válvula de no retorno. La fuerza de amortiguamiento resultante en el proceso de extensión viene dada por la resistencia de oposición del aceite a través de dicha válvula. El aceite que estaba en la cámara de reserva por el proceso de compresión vuelve a la cámara interior a través de la válvula de pie sin encontrar resistencia alguna.

En la actualidad, se ha desarrollado otro modelo de amortiguación hidráulica ferroviaria basada en el doble tubo, pero con una capacidad de recirculación del aceite como se observa en la Figura 2.25.



■ Carrera de compresión ■ Carrera de extensión

Figura 2.25.- Funcionamiento de amortiguador hidráulico de recirculación [13]

En este caso, tanto en la carrera de compresión como en la carrera de extensión, el aceite fluye en otra disposición.

- **Carrera de compresión:** El vástago del amortiguador penetra en la cámara interior provocando que el aceite fluya a través de la válvula de no retorno al otro lado del pistón. La única fuerza de amortiguamiento obtenida es la

resistencia ejercida por las válvulas del pistón al paso del aceite debido a que la válvula de pie no permite el paso del aceite en ese sentido.

- **Carrera de extensión:** El vástago sale hacia fuera y el aceite que está por encima del pistón fluye a través de un orificio por la cámara de recirculación transportándolo hasta una válvula reguladora que manda al aceite fluir hacia la válvula de pie, ejerciendo con esto la fuerza de amortiguamiento en el proceso de extensión, o a la cámara de reserva. La válvula reguladora situada debajo de la válvula de pie es la que se variará para conseguir las distintas fuerzas de amortiguamiento resultantes (Figura 2.26).

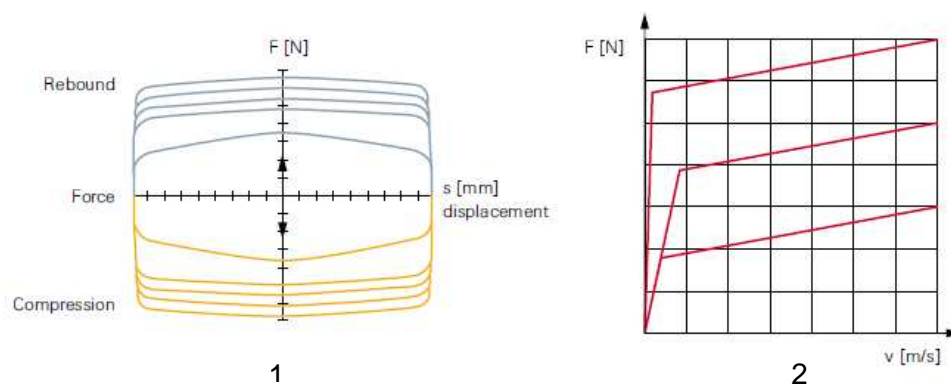


Figura 2.26.- Curvas de Fuerza-Desplazamiento (1) y Fuerza-Velocidad (2)

2.3. Tipos de suspensión

Actualmente, en la industria ferroviaria se pueden clasificar los tipos de sistema de suspensión según el sistema de control que posean. Estos sistemas se diferencian en su comportamiento ante las irregularidades de la vía y son suspensión activa, pasiva y semiactiva. A continuación, se detallan las características de cada una de ellas [5,11].

2.3.1. Suspensión pasiva

Una de las características principales de los sistemas basados en suspensión pasiva es que una vez que están instalados en el vehículo ferroviario no pueden ser variados los parámetros de suspensión. La suspensión pasiva está formada por todos los elementos que no aportan energía al sistema. Estos elementos son los elásticos y los amortiguadores explicados en el apartado 2.2 del presente trabajo.

Actualmente, la suspensión pasiva representa una de las suspensiones más utilizadas en el ámbito ferroviario. Una de las principales desventajas de este tipo de suspensión es que la mejora en el confort de los pasajeros conlleva una disminución de la estabilidad del vehículo.

2.3.2. Suspensión activa

La suspensión activa la forman actuadores encargados de ejercer una fuerza entre el bastidor y la rueda, consiguiendo así una modificación del comportamiento del vehículo ante las posibles irregularidades. Con ello, se puede lograr una mayor exigencia de la suspensión permitiendo obtener así un buen confort y mantener la seguridad del vehículo simultáneamente.

Para llevar a cabo todo ello, es necesario un sistema de control que pueda analizar los datos proporcionados por los sensores distribuidos estratégicamente a lo largo del vehículo. A partir de estos datos, el sistema de control enviará las señales adecuadas de actuación a cada uno de los actuadores encargados de controlar las suspensiones y estas actuarán en relación con el estado de la vía por la que circula. El sistema de suspensión activa lleva asociado un sistema de suspensión pasiva como elemento de seguridad, que actuará ante cualquier fallo que pudiese producirse tanto en el sistema de control como en los actuadores instalados en el vehículo.

Durante años, se han estado llevando a cabo numerosas investigaciones acerca de la optimización de la suspensión activa para vehículos ferroviarios debido a las ventajas que este sistema genera, tales como:

- Mejora en el confort de los pasajeros.
- Mantiene un aceptable nivel de confort a velocidades altas e irregularidades de la vía.
- Reducción de esfuerzos rueda-carril, vibraciones y centrado de la carrocería al paso por curva.
- Capacidad del tren de vencer curvas sin perder velocidad.
- Puede aplicarse tanto en la suspensión primaria como en la suspensión secundaria.

El sistema de suspensión activo no está tan extendido como el pasivo debido a su alto coste y a la necesidad de incorporar motores de gran potencia capaces de proporcionar la energía de funcionamiento necesaria a los actuadores. Aun así, en los últimos años, muchos vehículos ferroviarios de alta velocidad están incorporando este tipo de sistema.

2.3.3. Suspensión semiactiva

La suspensión semiactiva funciona a través de la modificación de algunos parámetros de los elementos del sistema de suspensión pasiva, a partir de los datos recogidos por un sistema de sensores colocados en el vehículo. Estos datos, como ocurría en el sistema de suspensión activa, se analizan a partir de un sistema de control integrado en el vehículo, encargado de interpretar los datos y de enviar las órdenes para modificar el sistema de control.

Las principales ventajas que presenta la suspensión semiactiva aplicada en un vehículo ferroviario son las siguientes:

- Es necesaria menos potencia y requieren una implementación de control menos sofisticada.
- Optimización del rendimiento de la suspensión.
- Mejora del confort y seguridad del vehículo.
- Posibilidad de seleccionar la firmeza de la suspensión.
- Sistema menos complejo y más fiable.
- Mayor tiempo de vida en servicio y menor mantenimiento.

Actualmente, las suspensiones semiactivas se están imponiendo sobre las suspensiones activas. En la Tabla 2.1 se muestran diversos ejemplos de suspensiones semiactivas desarrolladas para vehículos ferroviarios [15].

Tabla 2.1.- Vehículos ferroviarios con suspensiones semiactivas

Nº	Country	Manufacturer and/ or Rolling stock	Status	Degree of Control	Damper Technology
1	Sweden	Adtranz / X2000	Exp	Secondary lateral and yaw	Electo-magnetic-hydraulic
2	UK	GEC-Alsthom/ laboratory rig	Lab	Secondary lateral and yaw	Hydraulic
3	Austria	Siemens SGP / Expl vehicle	Exp	Secondary bounce and pitch	Hydraulic
4	UK	Adtranz / laboratory rig	Exp	Secondary vertical	Pneumatic
5	Japan	Kayaba & JR West / Series 500	Exp/Oper	Secondary lateral and yaw	Hydraulic

Oper. = operational; Exp = experimental; Lab = laboratory rig

CAPÍTULO 3. FLUIDOS MAGNETO-REOLÓGICOS

3.1. Contexto histórico de la reología

El concepto de reología surge por primera vez en la segunda mitad del siglo XVII, época en la que aparecen los conceptos del sólido elástico y de fluidos viscosos ideales [16,17].

En el año 1678, el científico inglés Robert Hooke formuló la ley que relaciona el esfuerzo cortante con el módulo de rigidez y la deformación propia del material, conocida como Ley de Hooke. Dicha ley enuncia que al aplicar una carga sobre un cuerpo sólido, mientras dicha carga no supere el límite de elasticidad del material, el cuerpo sufrirá una deformación elástica, cesando al finalizar el esfuerzo aplicado.

Años más tarde, en 1687, fue Isaac Newton quien formuló una hipótesis asociada al estado de cortadura que enunciaba que la resistencia derivada de la falta de deslizamiento entre las partes de un líquido resulta proporcional a la velocidad de separación unas de otras dentro de él; es decir, que la energía suministrada en el sistema se disipa en forma de calor sin producirse una recuperación parcial de la forma originaria del mismo. Con ello, consiguió definir los fluidos viscosos posteriormente denominados fluidos newtonianos.

A partir de la aparición de ambas leyes, cualquier estudio relacionado con la reología se basaba en las leyes de Hooke y de Newton. Fue a partir del siglo XIX cuando la comunidad científica optó por desestimar ambas leyes poniendo así en duda su validez.

No sería hasta el año 1929 cuando se creó el término “reología”, que proviene de la palabra griega *ρην* que significa fluir. Este término fue acuñado por los catedráticos Eugene Cook Bingham y Markus Reiner, definiéndose la reología como la ciencia que atiende al estudio de la deformación de los materiales sometidos a sollicitaciones externas y que no obedecen las leyes de Hooke y Newton.

De esta manera, se puede definir como fluido reológico aquel cuyas propiedades varían ante una sollicitación externa como puede ser un campo eléctrico o magnético. En la actualidad el estudio de la reología es muy importante en las industrias plásticas, de alimentación, lubricantes o de pinturas.

3.2. Propiedades reológicas

Las propiedades reológicas de los fluidos dependen de diversos factores como son [16]:

- La concentración y densidad de las partículas que los forman.
- Las distribuciones de forma y el tamaño de las partículas.
- Propiedades del fluido portador.
- Presencia de aditivos adicionales.
- Intensidad del campo aplicado y de la temperatura de trabajo.

Las relaciones de interdependencia que existen entre estos diversos factores son a la vez complejas e importantes, debido a que la optimización del desarrollo de estos fluidos para sus diversas aplicaciones se basa en ellas. En la Figura 3.1 se muestra el esfuerzo de cortadura de distintos fluidos magnéticos con respecto a la densidad del flujo magnético. La tendencia ascendente de los registros se corresponde con un incremento en el volumen de hierro.

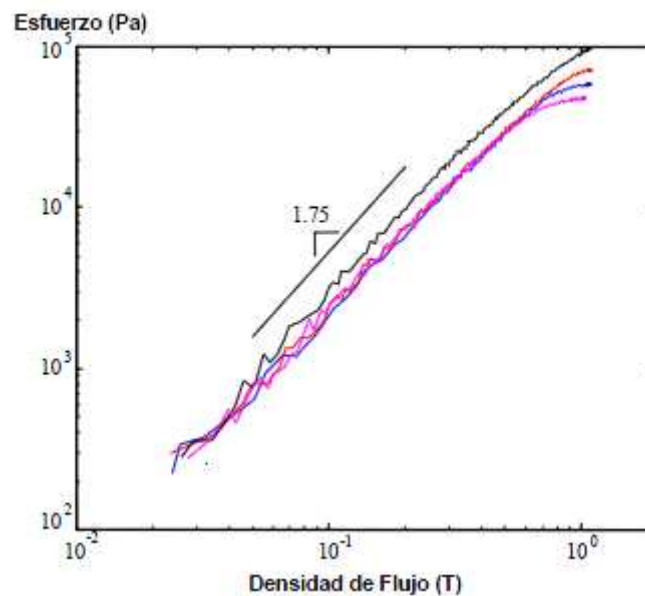


Figura 3.1.- Esfuerzo de cortadura de un fluido reológico en función de la densidad de flujo [16]

Es importante resaltar que en la viscosidad del fluido, en ausencia de un campo magnético, son significativas las características del aceite portador, agentes de suspensión y carga de las partículas.

En la Figura 3.2 se muestra la viscosidad de cuatro fluidos magneto-reológicos en función de la velocidad de corte. Se observa como la viscosidad del fluido no es proporcional a las partículas de hierro del fluido.

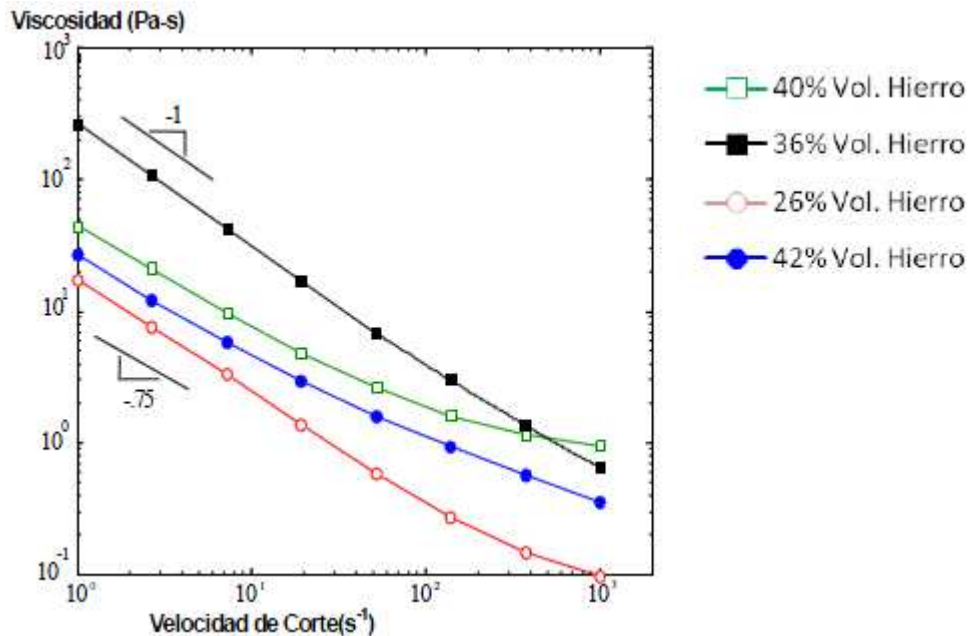


Figura 3.2.- Viscosidad de un fluido reológico en función de la velocidad de corte [16]

3.3. Aplicaciones de la reología

A continuación, se exponen distintos procesos industriales donde se hace uso de los conocimientos de la reología [18]:

- Caracterización de metales en situaciones de elevada temperatura y de cristales líquidos.
- Caracterización de elastómeros y polímeros tipo PVC.
- Caracterización de gasolina y otros hidrocarburos.
- Estudio de textura y consistencia en productos alimentarios.
- Estudio de la estabilidad química, tiempo de caducidad o facilidad de extrusión en medicamentos.
- Control de calidad de alimentos realizado en cadenas de producción.
- Estudio de erupciones volcánicas mediante el análisis del magma, teniendo más posibilidades de erupción cuanto más fluido sea el magma volcánico.

3.4. Materiales inteligentes

En la actualidad, se aplica el término “inteligente” para designar aquellos materiales que presentan la capacidad de cambiar sus propiedades físicas como la viscosidad, rigidez, forma, color, etc. en presencia de un estímulo aplicado [19].

Se han considerado diferentes criterios y propiedades a tener en cuenta en los materiales inteligentes:

- Los materiales actúan como sensores de reconocimiento y medida de la intensidad del estímulo ante el que reacciona el material.
- Funcionan como actuadores que responden ante el estímulo generado.
- Presentan mecanismos de control encargados de controlar la respuesta.
- Poseen un tiempo de respuesta corto.
- El sistema regresa a su estado originario cuando el estímulo termina.

Con los anteriores criterios, se puede describir un material inteligente como el material que presenta sensores, actuadores y mecanismos de control por los cuales es capaz de recibir un estímulo, responder ante él de una forma predeterminada en un tiempo apropiado y volver a su estado original cuando el estímulo cesa. A continuación, se describen los materiales inteligentes más conocidos.

3.4.1. Materiales con memoria de forma

La memoria de forma en un material se define como la capacidad de ese material para cambiar de forma al serle aplicado un estímulo externo y recuperar posteriormente su forma inicial. La Figura 3.3 representa el efecto memoria en los materiales de este tipo [19, 20].

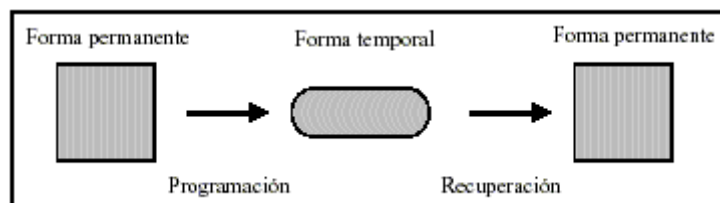


Figura 3.3.- Representación gráfica del efecto memoria en un material inteligente

A continuación, se describen algunos tipos de diferentes materiales con memoria de forma.

3.4.1.1. Aleaciones con Memoria de Forma (SMAs)

En los materiales de aleaciones metálicas, el efecto memoria se produce por la llamada transformación martensítica termoelástica, que se produce por la transición entre dos fases sólidas, una de ellas de baja temperatura o martensítica y la otra de alta temperatura o austenítica [19,21].

El material se deforma en la fase martensítica, permaneciendo deformado hasta recuperar sus dimensiones a través del calentamiento por encima de la temperatura crítica de transición del material. Dentro de un rango de temperaturas determinado, el material puede recuperar hasta un 10% de su forma original.

La Figura 3.4 representa la variación de la estructura cristalina producida por el cambio de fase en las aleaciones con memoria de forma.

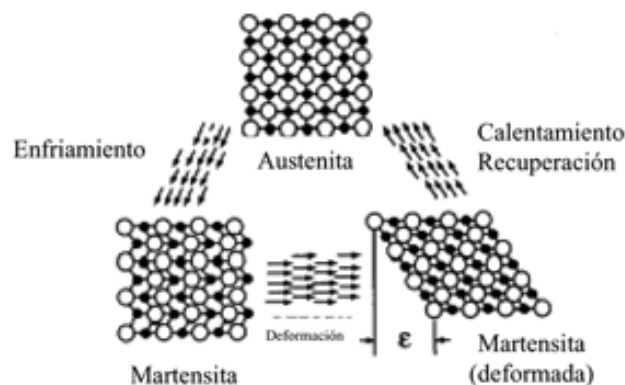


Figura 3.4.- Proceso evolutivo de la estructura cristalina de las aleaciones durante el cambio de fase

En la actualidad, se ha otorgado un gran interés al desarrollo de estos materiales debido al amplio rango de funciones que son capaces de desarrollar en el ámbito de la medicina, de la odontología y en diversas aplicaciones electrónicas.

3.4.1.2. Cerámicas con Memoria de Forma (SMCs)

Los materiales cerámicos con memoria de forma están compuestos por materiales inorgánicos no metálicos, producidos mediante el empleo de arcillas y otros minerales naturales o procesados químicamente [19,22].

Las cerámicas inteligentes están basadas en ZrO_2 que es el material más importante en este tipo, existiendo también otras cerámicas basadas en niobato de magnesio y cerámicas perovskitas. Las cerámicas presentan frente a las aleaciones anteriores la ventaja de que poseen una velocidad de respuesta mayor, además de un perfecto control a través de campos eléctricos, a la hora de cambiar de forma sin generación de calor.

3.4.1.3. Polímeros con Memoria de Forma (SMPs)

Los polímeros con memoria de forma son materiales poliméricos capaces de recordar su forma original. Sus propiedades son análogas a las aleaciones con memoria de forma, presentando una respuesta mecánica ante cambios de temperatura. No obstante, es necesario un entrenamiento del material para que recuerde una forma determinada.

Para ello, se debe procesar el polímero para grabar la forma permanente y posteriormente deformarlo de forma temporal. El mecanismo del efecto de forma en los polímeros puede producirse por temperatura, luz o reacciones químicas.

En la actualidad, se desarrollan numerosas aplicaciones de estos materiales en el ámbito de la ingeniería mecánica y de la medicina.

3.4.1.4. Aleaciones Ferromagnéticas con Memoria de Forma (FSMAs)

Las aleaciones ferromagnéticas con memoria de forma constituyen la nueva clase de materiales que sufren el efecto memoria con la aplicación de campos magnéticos y presentan grandes elongaciones cercanas al 6%. Son similares a las aleaciones con memoria de forma, salvo en el estímulo al que responden, que en vez de ser la temperatura es el campo magnético aplicado.

3.4.2. Materiales piezoeléctricos y electrostrictivos

Los materiales piezoeléctricos tienen la capacidad de generar un campo eléctrico cuando están sometidos a un esfuerzo mecánico. Normalmente, el cambio se pone de manifiesto con el desarrollo de un esfuerzo prolongado cuyo incremento hace aumentar el campo generado. Surge de ahí la habilidad para proporcionar una rápida, simple y silenciosa respuesta en la interface entre los controles electrónicos y los sistemas mecánicos. Además, puede producirse el efecto contrario, ocasionando la deformación del material cuando se le aplica un voltaje. Con todo ello, se denomina efecto piezoeléctrico al fenómeno resultante de la relación entre las propiedades eléctricas y mecánicas del material [18,19].

Por otra parte, en los materiales electrostrictivos aparece el efecto denominado electrostricción que implica un cambio de las dimensiones del material cuando es sometido a un campo eléctrico. La principal diferencia entre estos y los materiales piezoeléctricos es la dependencia cuadrática de la permisividad sobre el campo eléctrico dada en los primeros y la dependencia lineal ocurrida en los electrostrictivos.

Tanto los materiales piezoeléctricos como los electrostrictivos son la base en la construcción de sensores de presión, fuerza, volúmenes etc.

3.4.3. Materiales foto y cromoactivos

Los materiales fotoactivos son aquellos capaces de responder, de una forma diferenciada, ante el efecto de la luz solar o artificial. Se pueden diferenciar tres tipos de materiales fotoactivos:

- **Materiales electroluminiscentes:** Aquellos que emiten luz de diferentes tonalidades al ser estimulados por una corriente eléctrica. La emisión de luz no conlleva una emisión de calor.
- **Materiales fluorescentes:** Aquellos materiales que poseen la propiedad de emitir luz cuando están expuestos a radiaciones de tipo ultravioleta, rayos catódicos o rayos X. Las radiaciones absorbidas por estos materiales (invisibles para el ojo humano) son transformadas en luz visible. Su efecto cesa al desaparecer la fuente de excitación.
- **Materiales fosforescentes:** Aquellos materiales capaces de transmitir luz al ser excitados mediante luz natural o artificial. Su emisión de luz puede continuar después de que la fuente de excitación desaparezca, diferenciándolos así de los materiales fluorescentes.

Por su parte, los materiales cromóactivos son aquellos que producen cambios de color como consecuencia de algún fenómeno externo como la corriente eléctrica, radiación ultravioleta o la temperatura.

3.4.4. Fluidos reológicos

Los fluidos reológicos son aquellos cuyas propiedades se ven modificadas ante la aparición de un campo eléctrico o magnético exterior [17,20,23].

Estos fluidos están compuestos por líquidos inertes que contienen partículas de tamaño microscópico de aceites de silicona o minerales en suspensión. Al aplicarles un campo externo, las partículas en suspensión del fluido forman cadenas en dirección del campo magnético para, seguidamente, romperse por el paso del propio fluido. Al estar continuamente rompiéndose y volviéndose a formar dichas cadenas, se genera un esfuerzo en dirección opuesta al movimiento llamado esfuerzo de fluencia, que cuando es superado da lugar al deslizamiento de las capas del fluido.

Con respecto a los fluidos newtonianos, los fluidos reológicos poseen la ventaja de permitir controlar el esfuerzo viscoso en función de la intensidad del campo aplicado. Además, para obtener una cierta velocidad de deformación, los fluidos reológicos necesitan un esfuerzo viscoso superior al que necesitan los fluidos newtonianos como se comprueba en la Figura 3.5. En la figura se puede comprobar también como el aumento del fluido viscoso antes citado no se debe a un aumento de la viscosidad, sino que es producido porque el esfuerzo de fluencia aumenta con el valor de la intensidad del campo exterior aplicado.

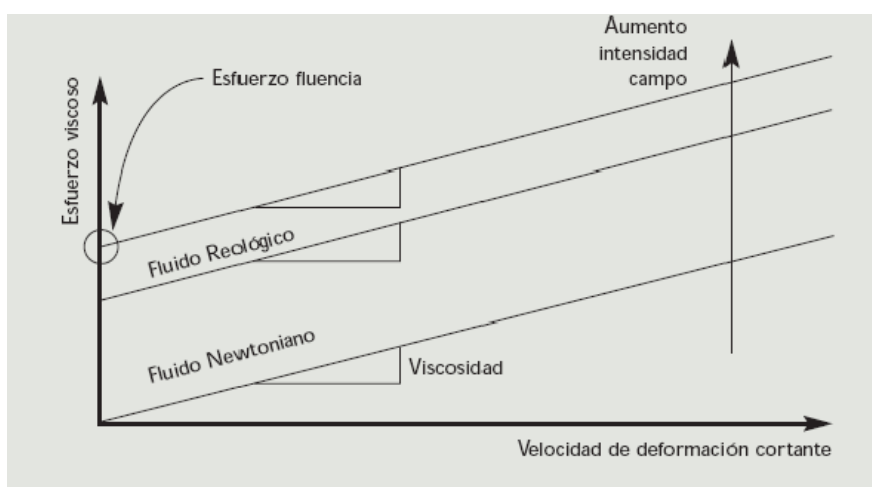


Figura 3.5.- Esfuerzo viscoso en función de la velocidad de deformación

Uno de los principales inconvenientes de este tipo de fluidos es la necesidad de aplicar grandes valores de campo externo para su uso como actuadores.

En los fluidos reológicos se pueden diferenciar dos tipos según el estímulo aplicado: los fluidos electro-reológicos, que actúan ante un estímulo de campo eléctrico y los fluidos magneto-reológicos, que actúan ante un campo magnético.

El presente trabajo se centra en los amortiguadores magneto-reológicos, por ello, en el siguiente apartado se detallan las características de estos fluidos.

3.5. Fluidos magneto-reológicos

Los fluidos magneto-reológicos fueron descubiertos en el año 1947 por Jacob Rabino cuando observó que la aplicación de un campo magnético cada vez mayor en una suspensión de limaduras de hierro en aceite producían una mayor alineación consiguiendo con ello una consistencia de sólido. Este cambio se desarrollaba durante medio segundo sin ser alterado por los cambios térmicos [23].

Estos fluidos se caracterizan por ser suspensiones acuosas de microesferas super-paramagnéticas, con gránulos de magnetita dispersos en una matriz polimérica. Las partículas no tienen ni remanencia ni histéresis magnética y se suele añadir un surfactante que estabilice las suspensiones. Bajo la acción de un campo magnético constante, las partículas adquieren un momento dipolar que genera una interacción dipolar entre las partículas, produciendo así una agregación a las partículas, en forma de collares de cuentas alineados con el campo magnético.

Las partículas que forman los fluidos magneto-reológicos tienen un tamaño de entre 0,05 y 8 μm . Este tamaño ayuda a que los fluidos magneto-reológicos posean grandes ventajas frente a otros, como pueden ser los ferrofluidos, motivo por el que son ampliamente utilizados en amortiguadores magneto-reológicos [24].

Estas partículas se encargan de restringir la movilidad del fluido, incrementando con ello la viscosidad de este y generando una resistencia en la suspensión. Al aumentar el campo magnético que se aplica, aumenta la energía mecánica necesaria para romper dichas estructuras. En la Figura 3.6 se muestra el efecto que tiene la presencia del campo magnético sobre las velocidades del fluido. Cuando no existe un campo magnético aplicado se puede considerar que actúa como un fluido newtoniano.

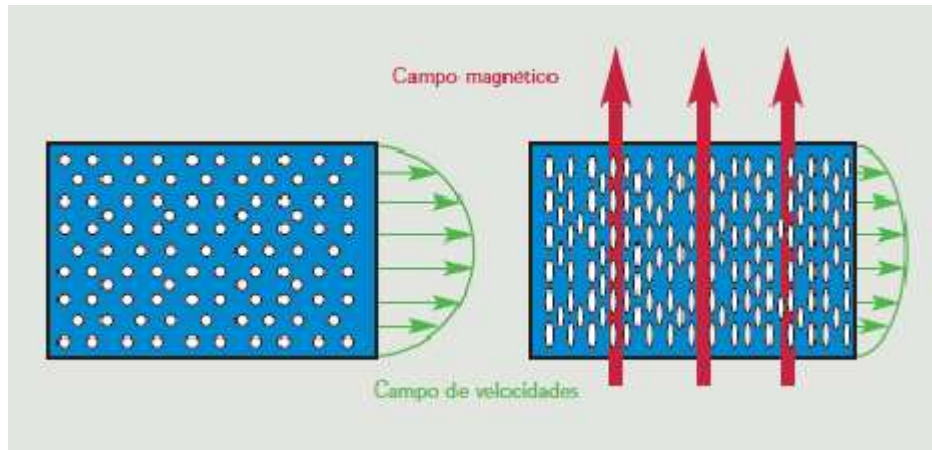


Figura 3.6.- Campo de velocidades en un fluido magnético

3.6. Aplicaciones actuales de los fluidos magneto-reológicos

Las aplicaciones industriales de los fluidos magneto-reológicos son diversas: suspensiones vehiculares, protección sísmica, prótesis médicas, dispositivos de regeneración táctiles, válvulas controlables, sistemas de freno en automóviles, etc.

3.6.1. Amortiguación por el uso de fluidos magneto-reológicos

La utilización de amortiguadores magneto-reológicos en suspensiones vehiculares ha supuesto un gran avance en la suspensión semiactiva de los vehículos. Este tipo de suspensión apareció por primera vez en el salón de Fráncfort en 1999 y fue desarrollada por Delphi [26].

La suspensión semiactiva desarrollada por Delphi para un vehículo automóvil, llamada "Magnetic Ride", tenía como diferencia principal con respecto a otras suspensiones el líquido que circulaba por el interior, conteniendo aproximadamente un 40% de partículas metálicas en suspensión.

El sistema Magnetic Ride lo forman amortiguadores que contienen fluido magneto-reológico, bobinas electromagnéticas y sensores que detectan el desplazamiento de la suspensión y la aceleración longitudinal y transversal (Figura 3.7).

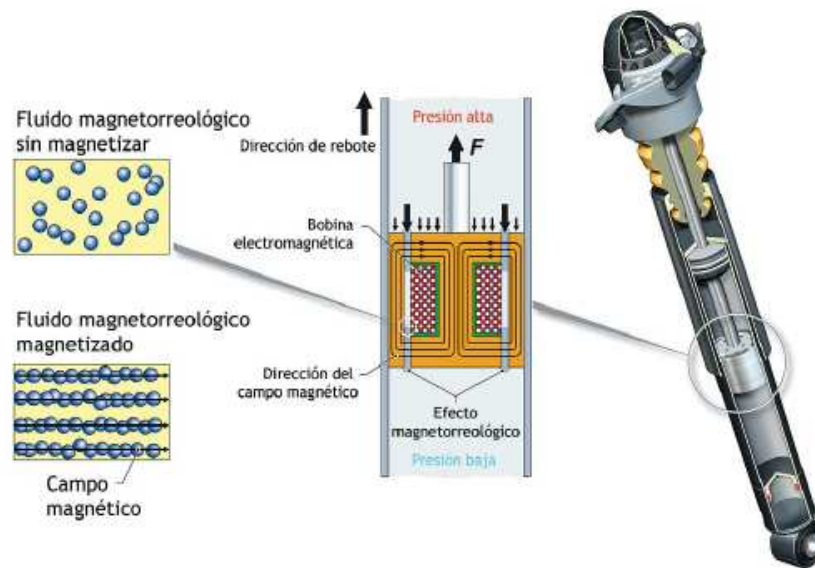


Figura 3.7.- Amortiguador Magnetic Ride de Delphi

Las ventajas que genera el sistema de suspensión semiactiva utilizando amortiguadores magneto-reológico son [25]:

- Reacción diez veces más rápida que un amortiguador convencional.
- Los sensores pueden modificar la viscosidad del líquido hasta mil veces cada segundo.
- Gran fiabilidad sin necesidad de mantenimiento.
- Bajo requerimiento energético.
- Simplicidad mecánica.
- Control dinámico independiente en cada una de las cuatro ruedas.
- Aumento del control en los movimientos del chasis, que permiten llevar a cabo una conducción más sencilla.
- Optimización del agarre, con lo que se consigue un mayor control sobre las ruedas, transmitiendo una sensación de mayor seguridad.

También cabe destacar algunas desventajas encontradas como las siguientes:

- Se trata de una tecnología que aún no está totalmente desarrollada.
- Es necesario un aporte extra de energía frente a los amortiguadores convencionales que no requieren dicho aporte.
- La implantación de dispositivos electrónicos supone un coste extra.

En la actualidad, este tipo de suspensión ha sido implementada en vehículos de alta gama. Algunos ejemplos de ello son el Chevrolet Corvette, Audi TT y R8 (Figura 3.8), Cadillac Seville o el Ferrari 599 GTB.



Figura 3.8.- Audi R8 equipado con suspensiones magneto-reológicas

3.6.2. Freno rotativo magneto-reológico

Los frenos magneto-reológicos ejercen un control continuo del par de torsión producido. Su funcionamiento es muy sencillo. Cuando por la bobina de espiras no circula corriente, no se produce campo magnético, por tanto el par torsor producido es el mínimo que puede proporcionar el freno por causa del cierre hermético y de la viscosidad en el fluido portador. Cuando se induce un campo magnético, se produce un par torsor cuyo valor máximo dependerá de la limitación máxima de corriente que soporte el freno diseñado.

Una de las ventajas de los frenos magneto-reológicos es su fácil manejo y su simple diseño.

La Figura 3.9 muestra un esquema de los elementos que conforman un freno magneto-reológico.

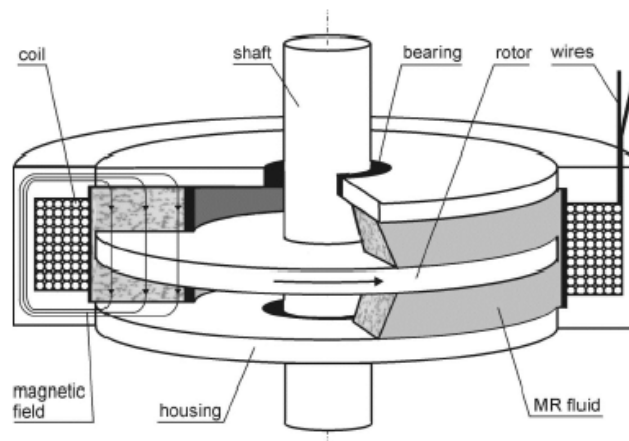


Figura 3.9.- Elementos de un sistema de freno rotativo magneto-reológico

3.6.3. Amortiguadores de vibración

El control de vibraciones para usos industriales es uno de los campos en los que se aplica la amortiguación magneto-reológica aprovechando la fuerza ejercida por las propiedades del fluido para absorber las vibraciones producidas.

Una de las aplicaciones más destacables es la absorción de vibraciones en las lavadoras para reducir así el ruido de las mismas.

La Figura 3.10 muestra un amortiguador magneto-reológico de absorción de vibraciones.

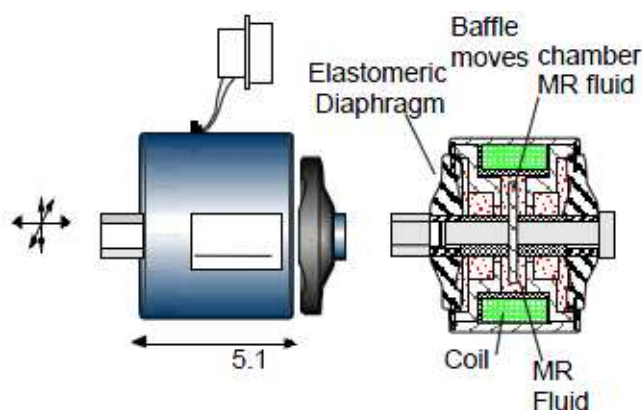


Figura 3.10.- Amortiguador de vibraciones Rheonetic RD-1013-1

3.6.4. Prótesis médicas

La amortiguación magneto-reológica también ha sido adaptada a la industria médica por medio de la fabricación de prótesis de pierna. Fue Biederman Motech, un fabricante alemán quien desarrolló un sistema de equilibrio del paso, de la estabilidad y de la eficiencia energética empleada al caminar [24].

Dicho sistema se compone de un amortiguador y sensores que envían la información a una base informática que transmite la orden al amortiguador. La Figura 3.11 muestra un amortiguador magneto-reológico adaptado en una prótesis de pierna.

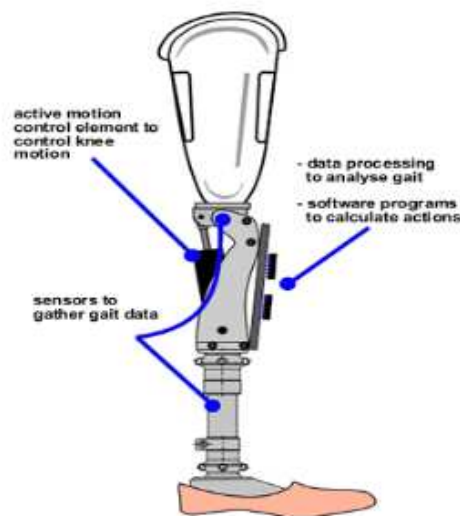


Figura 3.11.- Amortiguador magneto-reológico en prótesis de pierna

3.6.5. Suspensión de asientos en vehículo pesado

El uso de amortiguadores en la suspensión de los asientos de un vehículo pesado favorece al conductor, obteniendo con ello un control en tiempo real de la posición óptima necesaria para la buena práctica de la conducción. La suspensión consigue adaptar el peso del conductor y los niveles de choque y vibración, produciendo así sensación de comodidad.

La principal ventaja de esta aplicación es la seguridad debido a la mejora en la sensibilidad de la conducción, reduciendo la fatiga del conductor y por tanto el riesgo de tener un accidente.

La Figura 3.12 muestra un amortiguador magneto-reológico destinado a esta aplicación.

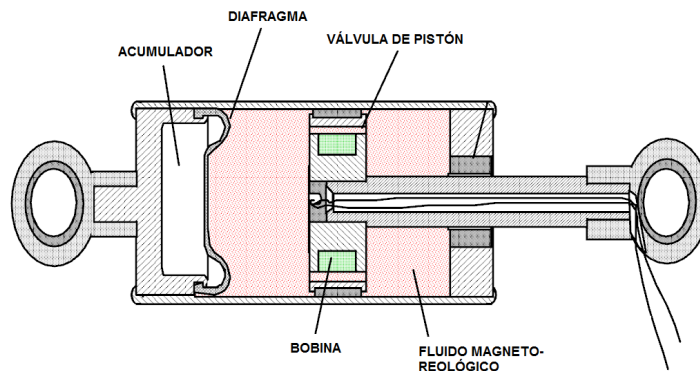


Figura 3.12.- Amortiguador magneto-reológico destinado al asiento de un vehículo

3.6.6. Control de vibraciones sísmicas en estructuras

El objetivo principal que poseen los amortiguadores magneto-reológicos es proteger al edificio de las vibraciones sísmicas que podrían producirse. Estos amortiguadores son muy válidos para ello, debido a su rapidez en el tiempo de respuesta y a su amplio margen dinámico. En la Figura 3.13 se muestra la disposición de amortiguadores magneto-reológicos en un edificio [23].

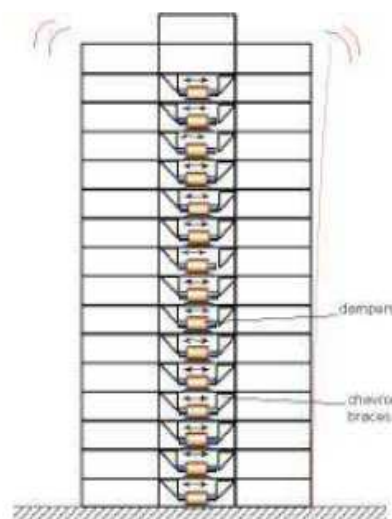


Figura 3.13.- Amortiguadores magneto-reológicos para vibraciones sísmicas

Actualmente, ya han sido diseñados amortiguadores magneto-reológicos de gran escala para aplicaciones civiles de control de vibraciones, con una fuerza máxima de amortiguamiento de cerca de 200 kN. También han sido diseñados prototipos de amortiguador empleados en puentes suspendidos por cables. Estos amortiguadores son capaces de soportar las tensiones producidas por el efecto del viento y la lluvia (Figura 3.14).

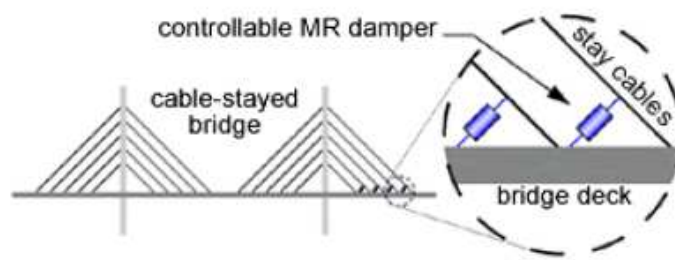


Figura 3.14.- Amortiguadores magneto-reológicos en puentes colgantes

CAPÍTULO 4. MODELOS DE AMORTIGUADORES MAGNETO-REOLÓGICOS

4.1. Amortiguadores magneto-reológicos

Los amortiguadores magneto-reológicos suponen una importante innovación en la mejora del diseño para la absorción de vibraciones. La industria muestra un creciente interés en este tipo de amortiguadores por presentar las siguientes ventajas: su simplicidad mecánica, su alto rango dinámico, la baja potencia que requiere, su gran capacidad de fuerza y su robustez.

En los últimos años se ha estudiado la aplicabilidad de este tipo de amortiguaciones en el control de vibraciones en estructuras y en vehículos automóviles, dando lugar a la creación de diferentes modelos de amortiguadores magneto-reológicos.

Destacan para este trabajo los estudios realizados por Yang et al. [27] y por Quoc-Hung et al. [28]. Yang desarrolla la modelización y calcula el rendimiento dinámico de un amortiguador magneto-reológico destinado a absorber las vibraciones de estructuras (Figura 4.1). El amortiguador utilizado para dicho desarrollo es de doble vástago, cuyos valores de fuerza amortiguadora son aportadas en el estudio.

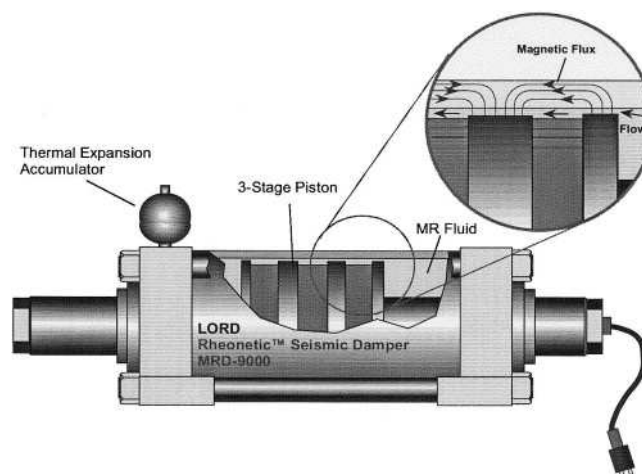


Figura 4.1.- Amortiguador magneto-reológico propuesto por Yang et al [27]

Por su parte, el estudio realizado por Quoc-Hung presenta un modelo de amortiguador magneto-reológico de doble tubo, destinado a la amortiguación en una suspensión vehicular, obteniéndose un óptimo diseño al considerar las fuerzas de amortiguación y el rango dinámico. A su vez, igual que en el citado estudio de Yang, proporciona los valores de fuerza amortiguadora para la geometría del amortiguador utilizado.

Este capítulo se centra en la descripción de ambos modelos de amortiguadores magneto-reológicos y sus respectivas ecuaciones de fuerza de amortiguación. Estos dos modelos serán utilizados, adaptando sus parámetros geométricos, a los de un amortiguador hidráulico que, actualmente, es utilizado en la suspensión secundaria vertical de vehículos ferroviarios.

4.2. Amortiguador magneto-reológico de doble vástago

El amortiguador magneto-reológico de doble vástago consiste en un amortiguador cuyo pistón posee un vástago del mismo diámetro en cada uno de sus lados. En este tipo de amortiguador no se produce un cambio de volumen a medida que el conjunto vástago-pistón se desplaza por el amortiguador, por lo que no precisa de un dispositivo acumulador para el fluido que contiene.

Este amortiguador magneto-reológico ya ha sido probado en amortiguación de bicicletas, en aplicaciones de retroceso de armamento militar y en la estabilidad de edificios.

El estudio de Yang et al. [27] presenta un modelo de estas características y, además, proporciona las ecuaciones que valoran el efecto de algunos de sus parámetros geométricos (Figura 4.2) sobre la fuerza amortiguadora y el rango dinámico. Estos dos parámetros son los más importantes en el diseño de un amortiguador.

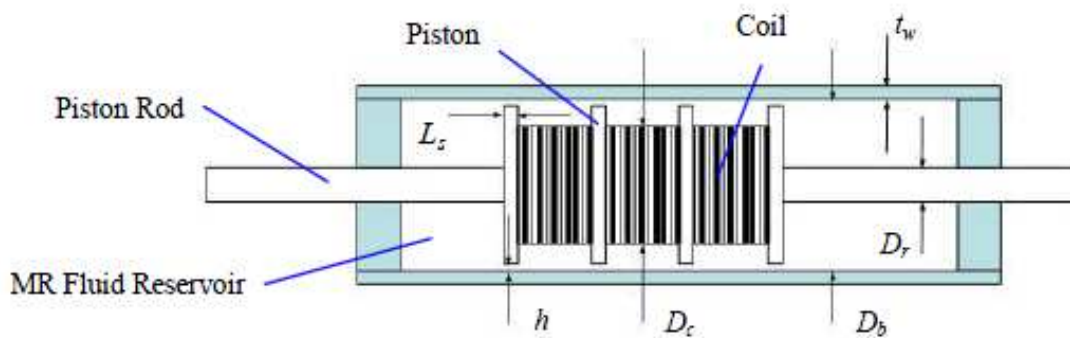


Figura 4.2.- Parámetros del amortiguador de doble vástago [27]

Los parámetros de los que dependen las ecuaciones del modelo se muestran en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1.- Parámetros del modelo de Yang et al.

Parámetro	Descripción
D	Rango dinámico
F_{τ}	Fuerza controlable del amortiguador [N]
F_{uc}	Fuerzas no controlables del amortiguador [N]
F_{η}	Fuerza viscosa [N]
F_f	Fuerza de fricción [N]
w	Tamaño del cilindro [m]
h	Distancia de entrehierro [m]
v_0	Velocidad del pistón [m/s]
Q	Caudal de fluido magneto-reológico [m ³ /s]
η	Viscosidad del fluido magneto-reológico [Pa·s]
A_p	Área de la sección transversal del pistón [m ²]
L	Longitud del polo magnético [m]
τ_0	Límite elástico del fluido magneto-reológico [Pa]

El rango dinámico, uno de los parámetros más importantes en el estudio de diseño de un amortiguador magneto-reológico, se obtiene con la Ecuación 4.1. Se trata de una relación entre las fuerzas controlables del amortiguador y las fuerzas no controlables:

$$D = \frac{F_{\tau}}{F_{uc}} = \frac{F_{\tau}}{F_{\eta} + F_f} \quad (4.1)$$

Donde F_{τ} es la fuerza controlable del amortiguador, F_{uc} es la fuerza no controlable compuesta de F_{η} que es la fuerza viscosa y F_f que es la fuerza de fricción.

Por otra parte, el estudio se basa en el modelo plato-paralelo, que aproxima el flujo que circula por un conducto paralelo (Figura 4.3) al campo que fluye a través del amortiguador. Esta suposición puede formularse debido a la pequeña relación entre el diámetro del pistón del amortiguador y la distancia de entrehierro (h).

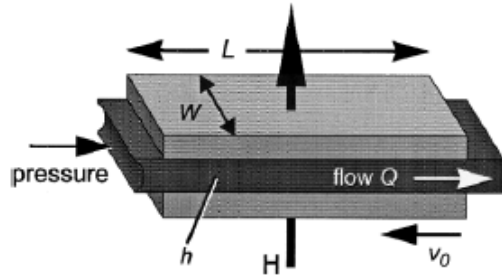


Figura 4.3.- Modelo plato-paralelo [27]

A partir de dicha aproximación, se obtiene el valor de la fuerza viscosa (F_η) y la fuerza controlable (F_τ), a partir de las ecuaciones siguientes:

$$F_\eta = \left(1 + \frac{whv_0}{2Q}\right) \frac{12\eta QLA_p}{wh^3} \quad (4.2)$$

$$F_\tau = \left(2.07 + \frac{12Q\eta}{12Q\eta + 0.4wh^2\tau_0}\right) \frac{\tau_0 LA_p}{h} \quad (4.3)$$

Donde w es el tamaño del cilindro por el que se desplaza el pistón, h es la distancia de entrehierro, v_0 es la velocidad del pistón, Q es el caudal de fluido magneto-reológico que desplaza el pistón, η es la viscosidad del fluido, L es la longitud de polo magnético, A_p es el área del pistón y τ_0 es el límite elástico del fluido magneto-reológico.

Con la Ecuación 4.3 se puede comprobar como la magnitud de la fuerza controlable (F_τ) es inversamente proporcional al tamaño de la distancia de entrehierro (h). Por ello, para conseguir la mayor eficacia en el amortiguador magneto-reológico, se requiere una distancia de entrehierro lo más pequeña posible, para que genere una gran fuerza controlable. Sin embargo, un tamaño muy reducido de la distancia de entrehierro, puede reducir el rango dinámico, debido a que, como puede verse en la Ecuación 4.2, la distancia de entrehierro provoca un aumento del valor de esta, que es dos órdenes de magnitud mayor que el valor de la fuerza controlable.

En vista de ello, para realizar un diseño óptimo del amortiguador, la magnitud de la distancia de entrehierro es fundamental. Por lo tanto, se representa el rango dinámico en función de la relación entre la distancia de entrehierro y el radio del pistón (Figura 4.4) para que permita hacer una correcta elección de la distancia de entrehierro.

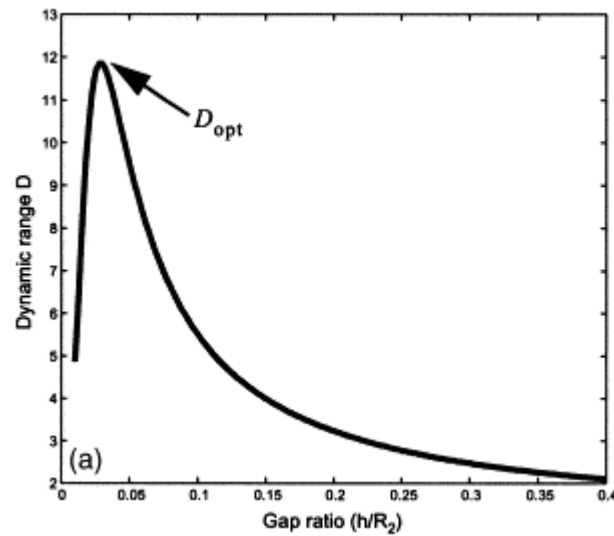


Figura 4.4.- Rango dinámico frente a la relación h/R_2 de un amortiguador de doble vástago [27]

Por otra parte, la Figura 4.5 representa la variación de la fuerza controlable frente a la relación entre la distancia de entrehierro y el radio del pistón. Dicha relación permite conocer la fuerza controlable máxima producida por el amortiguador magneto-reológico, una vez conocida la relación h/R_2 que permite al amortiguador obtener un mayor rango dinámico.

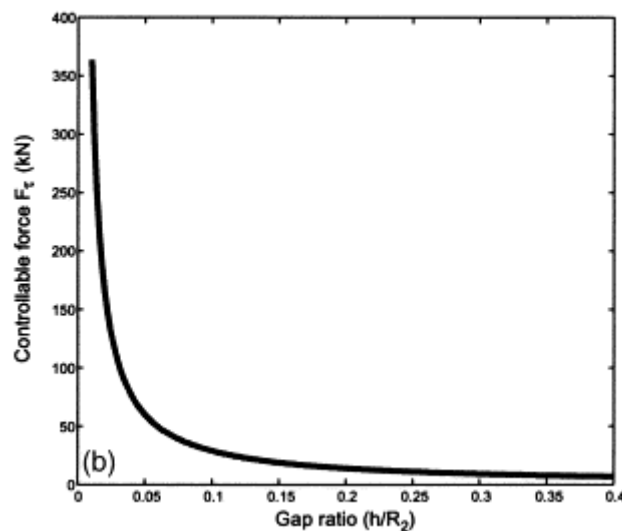


Figura 4.5.- Fuerza controlable frente a la relación h/R_2 de un amortiguador de doble vástago [27]

La Figura 4.6 muestra la fuerza total ejercida por el amortiguador magneto-reológico en función de la velocidad del pistón. Esta fuerza puede ser descompuesta en: fuerza controlable (F_τ), fuerza viscosa (F_η) y fuerza de fricción (F_f).

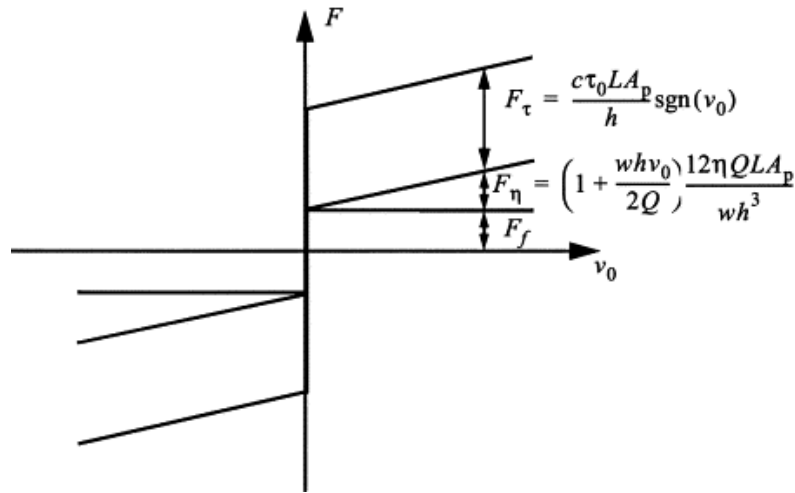


Figura 4.6.- Fuerza amortiguadora frente a la velocidad del pistón [27]

Cabe destacar que algunos estudios [29-31] ya han implementado este modelo destinado a la suspensión lateral de un vehículo ferroviario. La Figura 4.7 muestra esquemáticamente el amortiguador diseñado por estos estudios.

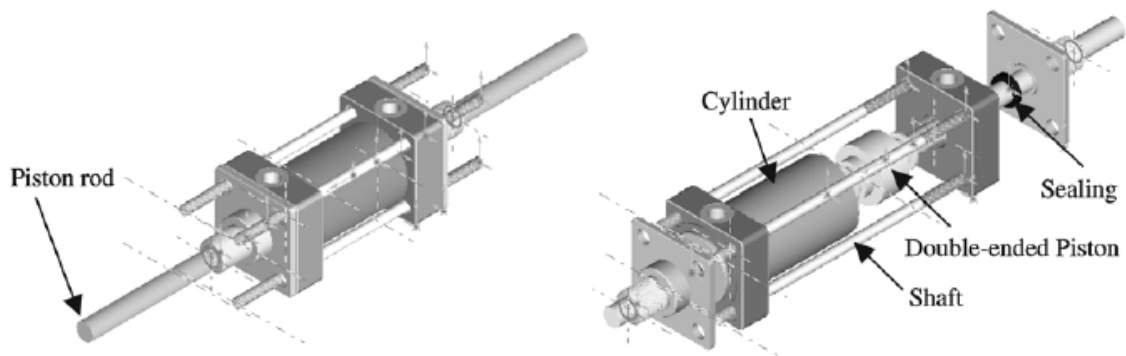


Figura 4.7.- Amortiguador magneto-reológico de doble vástago destinado a un vehículo ferroviario [29]

4.3. Amortiguador magneto-reológico de doble tubo

El amortiguador magneto-reológico propuesto por Quoc Hung et al. [28] se representa en la Figura 4.8.

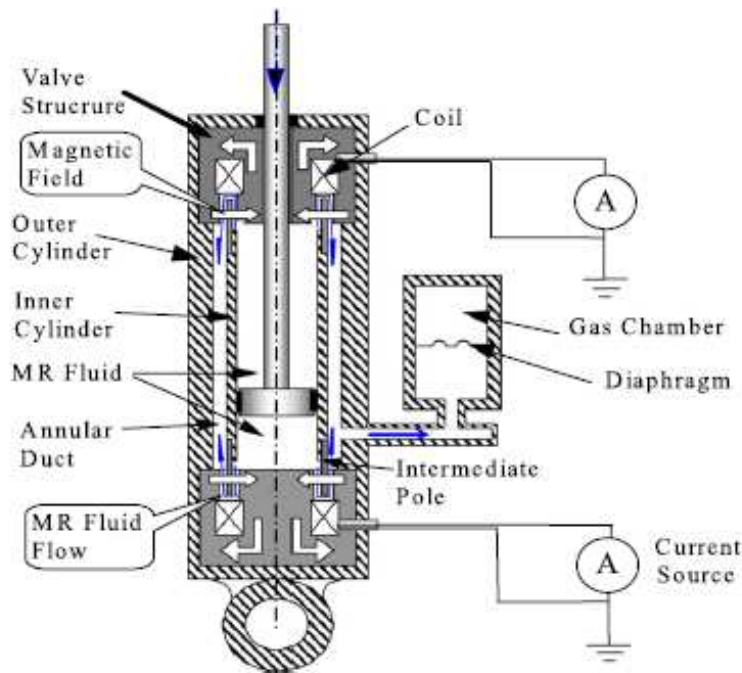


Figura 4.8.- Amortiguador magneto-reológico de doble tubo [28]

El amortiguador magneto-reológico representado en la figura está dividido en dos cámaras separadas por el pistón, una cámara superior y otra inferior. Estas cámaras están completamente llenas de fluido magneto-reológico que, con el movimiento de pistón a compresión, fluye de una cámara a otra a través del conducto anular existente entre el cilindro interior y exterior. La resistencia del fluido, que circula a través de los orificios de acceso al conducto, determina la fuerza que ejerce el amortiguador. Además, el amortiguador posee una cámara de gas que actúa como acumulador de fluido magneto-reológico.

Los parámetros de los que dependen las ecuaciones del modelo se muestran en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2.- Parámetros de modelo Quoc-Hung et al.

Parámetro	Descripción
λ_d	Rango dinámico
F_{MR}	Fuerza controlable del amortiguador [N]
P_a	Presión en el acumulador [Pa]
A_s	Área del vástago [m ²]
c_{vis}	Coefficiente de la fuerza viscosa
\dot{x}_p	Velocidad del pistón [m/s]
A_p	Área del pistón [m ²]
c	Coefficiente de la fuerza controlable
L_m	Longitud del polo magnético [m]
t_m	Anchura del conducto anular de la válvula [m]
τ_y	Límite elástico del fluido magneto-reológico [Pa]
Q	Caudal de fluido magneto-reológico [m ³ /s]
η	Viscosidad del fluido magneto-reológico [Pa·s]
R_1	Radio del polo magnético [m]
L	Longitud del cilindro interior [m]
R_2	Radio del conducto anular [m]
t_g	Separación entre cilindro interior y exterior [m]
P_0	Presión inicial del acumulador [Pa]
V_0	Volumen inicial del acumulador [m ³]
x_p	Carrera del pistón [m]

La Ecuación 4.4 representa la fuerza total ejercida por el amortiguador magneto-reológico, que se puede dividir en tres fuerzas diferentes. La primera de ellas, la fuerza elástica, es representada por el primer término de la ecuación y es producida por el acumulador de gas que posee el amortiguador. La segunda, la fuerza viscosa, es representada por el segundo término y depende de la viscosidad del fluido. Por último, el tercer término representa la fuerza controlable que genera el amortiguador:

$$F_d = P_a A_s + c_{vis} \dot{x}_p + F_{MR} \quad (4.4)$$

Donde P_a es la presión en el acumulador, A_s es el área del vástago, c_{vis} es el coeficiente que determina la fuerza viscosa, \dot{x}_p es la velocidad del pistón y F_{MR} es la fuerza controlable.

A continuación se presentan las ecuaciones necesarias para obtener los diferentes términos de la ecuación de la fuerza del amortiguador. La presión ejercida por la cámara de gas del amortiguador magneto-reológico se define a partir de la expresión siguiente:

$$P_a = P_0 \left(\frac{V_0}{V_0 + A_s x_p} \right) \quad (4.5)$$

Donde P_0 es la presión inicial del acumulador, V_0 es el volumen inicial del acumulador, A_s es el área del vástago y x_p es la carrera del pistón.

El coeficiente de viscosidad necesario para la obtención de la fuerza viscosa se define a partir de la ecuación siguiente:

$$c_{vis} = \frac{6\eta}{\pi} \left[\left(\frac{L}{R_2 t_g^3} + \frac{2L_m}{R_1 t_m^3} \right) (A_p - A_s)^2 + \frac{2L_m}{R_1 t_m^3} A_p^2 \right] \quad (4.6)$$

Donde η es la viscosidad del fluido magneto-reológico, L es la longitud del cilindro interior, L_m es la longitud del polo magnético, R_1 es el radio del polo magnético, R_2 es el radio del conducto anular, t_m es la anchura del conducto anular de la válvula, t_g es la separación que existe entre el cilindro exterior y el interior, A_p es el área del pistón y A_s es el área de vástago.

Por último, la fuerza controlable del amortiguador es obtenida a partir de la siguiente expresión:

$$F_{MR} = (2A_p - A_s) \frac{2cL_m}{t_m} \tau_y \quad (4.7)$$

Donde A_p es el área del pistón, A_s es el área del vástago, L_m es la longitud del polo magnético, t_m es la anchura del conducto anular de la válvula, τ_y es el límite de elasticidad del fluido magneto-reológico y c es un coeficiente que se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$c = 2.07 + \frac{12Q\eta}{12Q\eta + 0.8\pi R_1 t_m^2 \tau_y} \quad (4.8)$$

Donde Q es el caudal de fluido magneto-reológico que desplaza el pistón, η es la viscosidad del fluido magneto-reológico, R_1 es el radio del polo magnético, t_m es la anchura del conducto anular de la válvula y τ_y es el límite elástico del fluido magneto-reológico.

Una vez obtenidas las diferentes fuerzas generadas en el amortiguador magneto-reológico, al igual que en el anterior estudio, es necesario obtener el rango dinámico, imprescindible para la evaluación del rendimiento global del amortiguador. La obtención de un valor alto para el rango dinámico indica que la fuerza amortiguadora dependerá en gran medida de la fuerza controlable inducida en el amortiguador. La Ecuación 4.9 representa el valor del rango dinámico:

$$\lambda_d = \frac{c_{vis}\dot{x}_p + F_{MR}}{c_{vis}\dot{x}_p} \quad (4.9)$$

Donde c_{vis} es el coeficiente viscoso que determina la fuerza viscosa ejercida, \dot{x}_p es la velocidad del pistón y F_{MR} es la fuerza controlable del amortiguador.

CAPÍTULO 5. IMPLEMENTACIÓN DE LOS AMORTIGUADORES EN SIMULINK

5.1. Introducción

Simulink [32] es una plataforma destinada a la simulación multidominio y diseño basado en modelos de sistemas dinámicos. Proporciona un entorno gráfico interactivo y un conjunto de bibliotecas de bloques personalizables que permiten simular, implementar y probar una serie de sistemas variables en el tiempo, en el que se incluyen comunicaciones, controles y procesamiento de señales de vídeo e imagen.

En este trabajo, la implementación de las ecuaciones definidas en el capítulo 4 se realiza con Simulink. Este capítulo se centra en mostrar la implementación llevada a cabo para obtener, posteriormente, los resultados de la simulación.

5.2. Amortiguador magneto-reológico de doble vástago

La implementación de la ecuación de la fuerza controlable (4.2) en Simulink es la mostrada en la Figura 5.1.

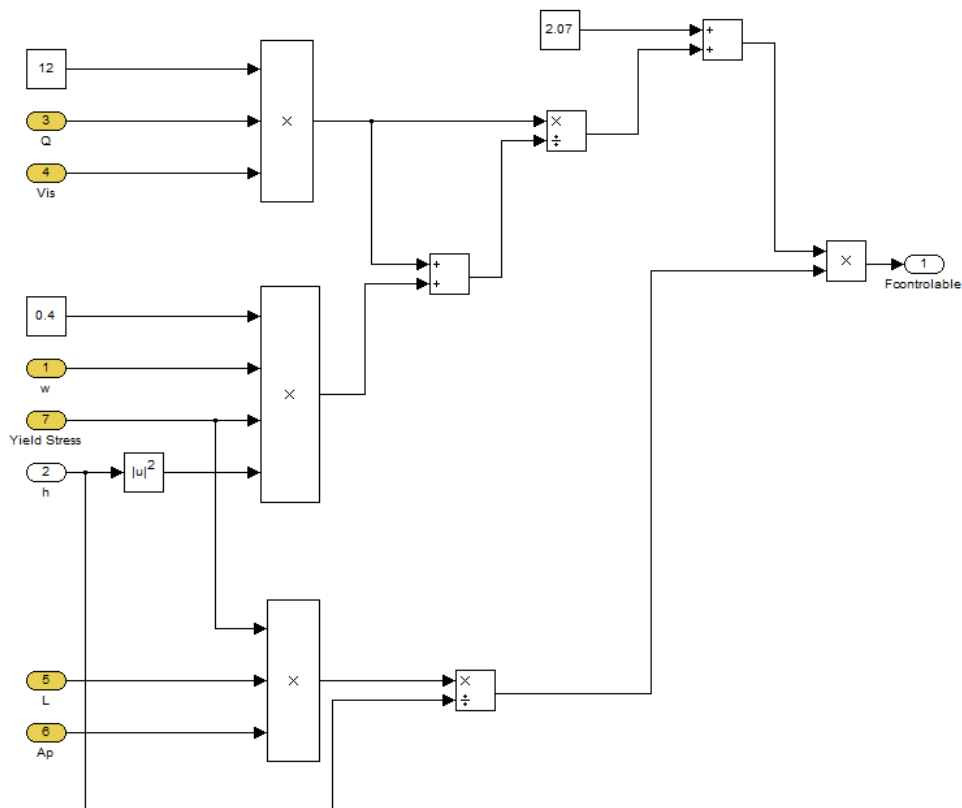


Figura 5.1.- Ecuación de la fuerza controlable en Simulink

La implementación de la ecuación de la fuerza viscosa (4.3) en Simulink es la mostrada en la Figura 5.2.

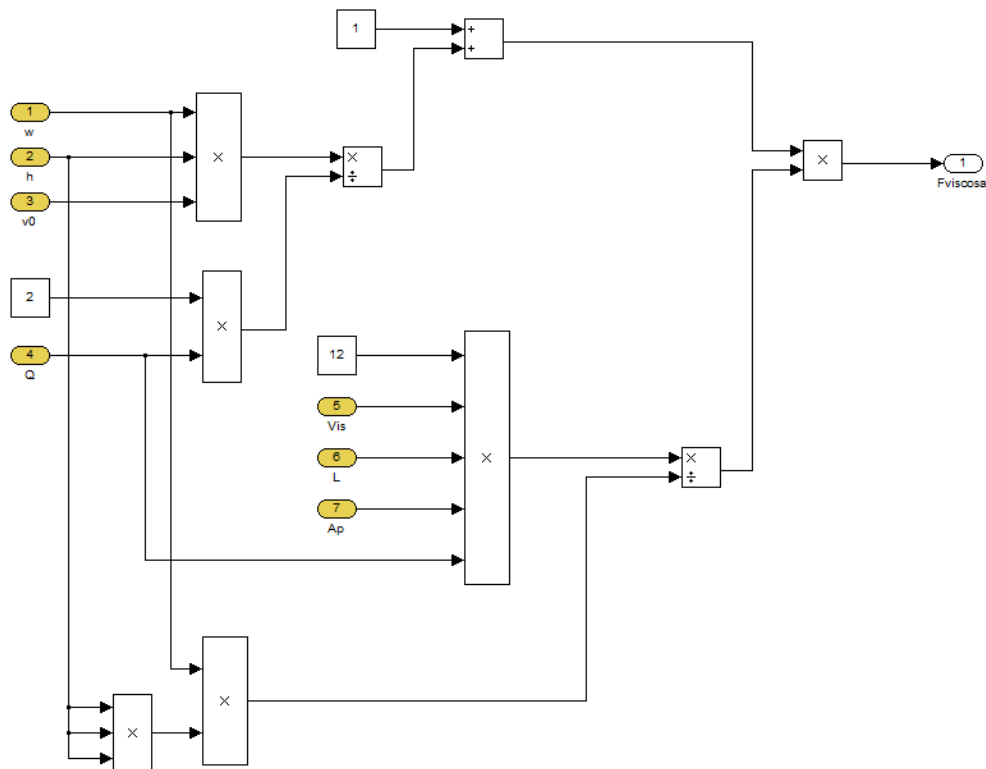


Figura 5.2.- Ecuación de la fuerza viscosa en Simulink

La implementación de la ecuación del rango dinámico (4.1) en Simulink es la mostrada en la Figura 5.3.

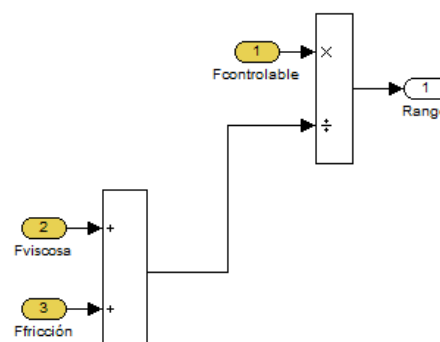


Figura 5.3.- Ecuación del rango dinámico en Simulink

En el diagrama de la Figura 5.4 se muestran todos los bloques para determinar las variables del modelo según las ecuaciones 4.1 a 4.3.

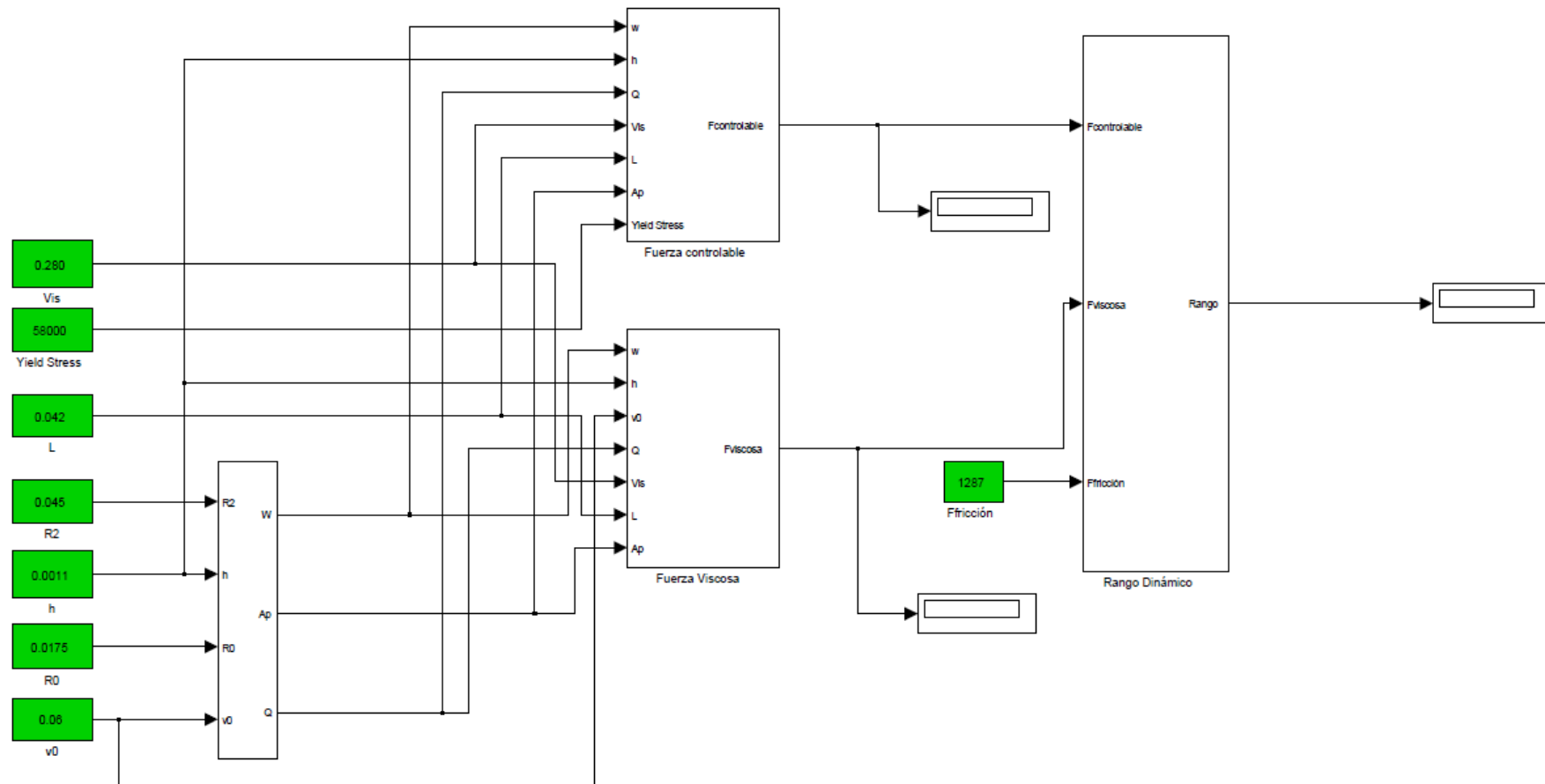


Figura 5.4.- Diagrama de bloques final del modelo

5.3. Amortiguador magneto-reológico de doble tubo

La implementación de la ecuación de la presión del acumulador (4.5) en Simulink es la mostrada en la Figura 5.5.

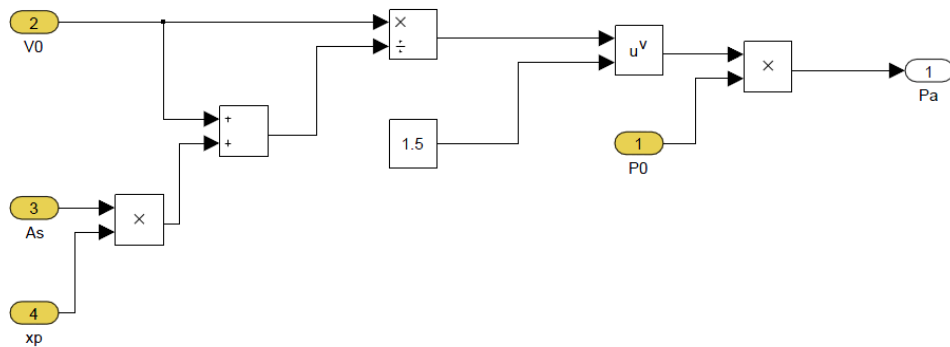


Figura 5.5.- Ecuación de la presión del acumulador en Simulink

La implementación de la ecuación de la constante de viscosidad (4.6) en Simulink es la mostrada en la Figura 5.6.

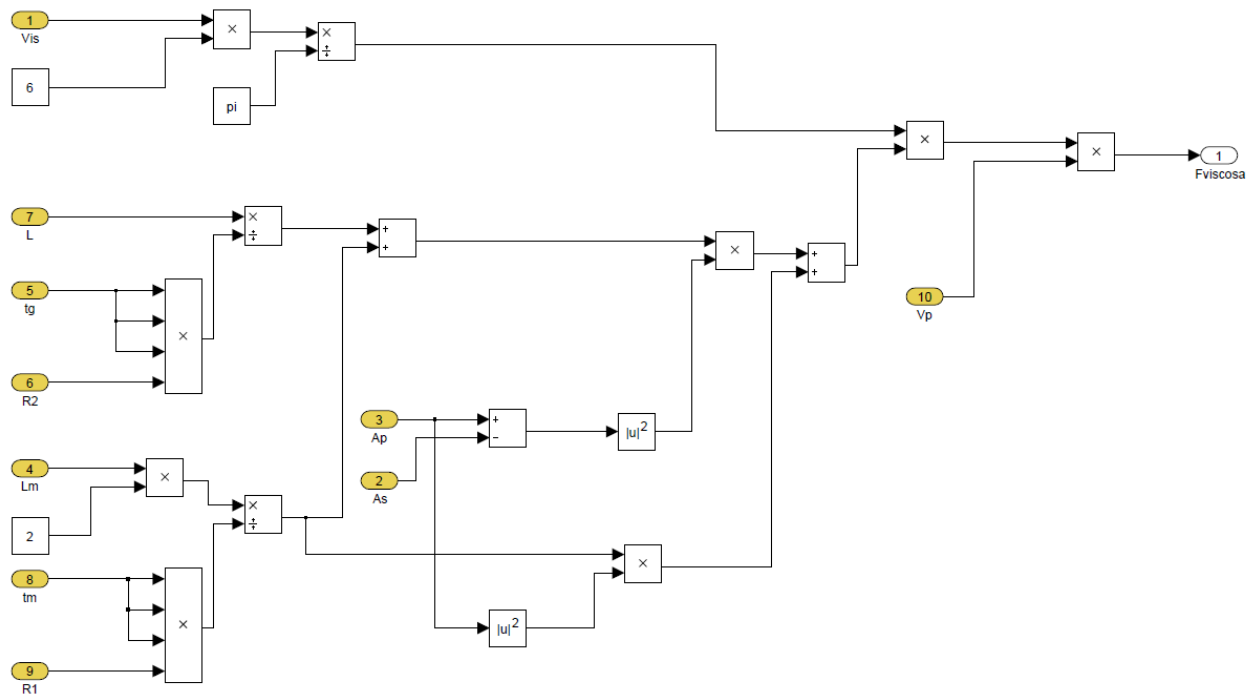


Figura 5.6.- Ecuación de la constante de viscosidad en Simulink

La implementación de la ecuación de la fuerza controlable (4.7) en Simulink es la mostrada en la Figura 5.7.

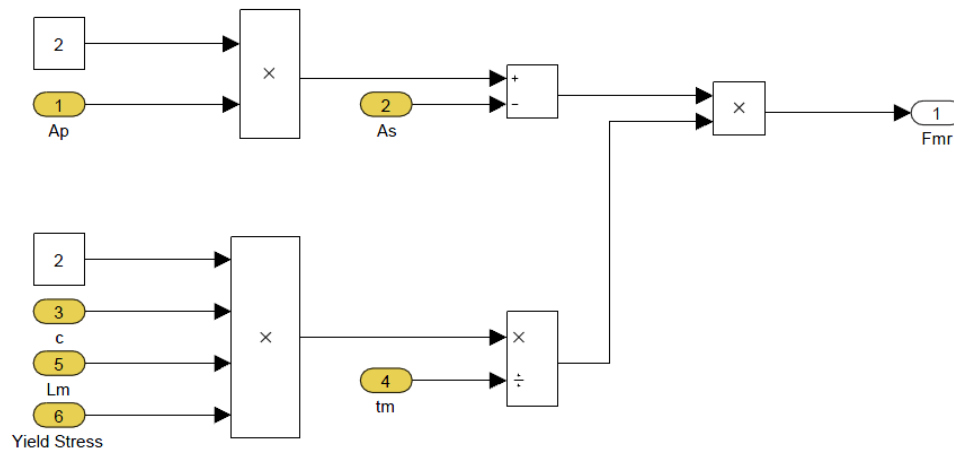


Figura 5.7.- Ecuación de la fuerza controlable en Simulink

La implementación de la ecuación de la constante de la fuerza controlable (4.8) en Simulink es la mostrada en la Figura 5.8.

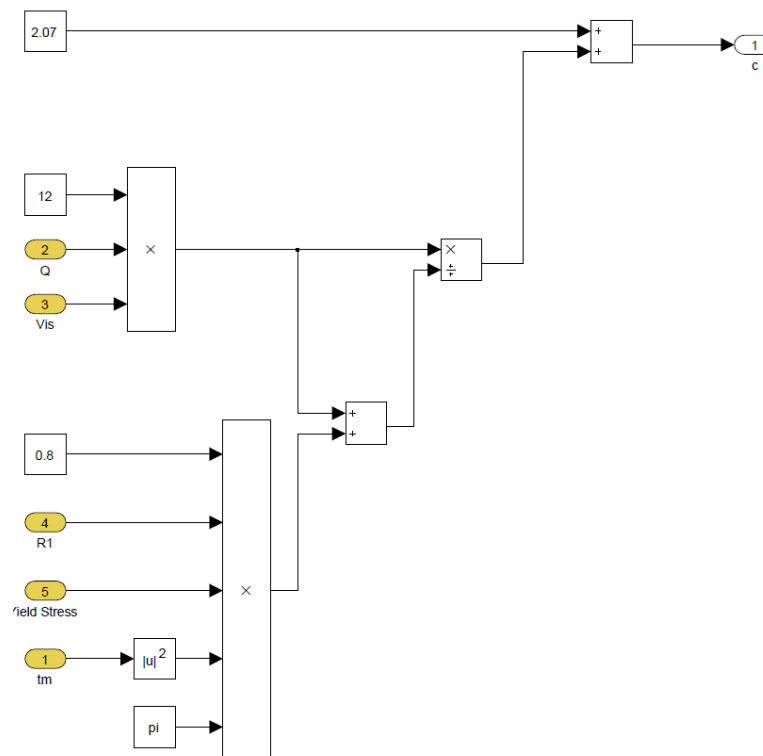


Figura 5.8.- Ecuación de la constante de la fuerza controlable en Simulink

La implementación de la ecuación del rango dinámico (4.9) en Simulink es la mostrada en la Figura 5.9.

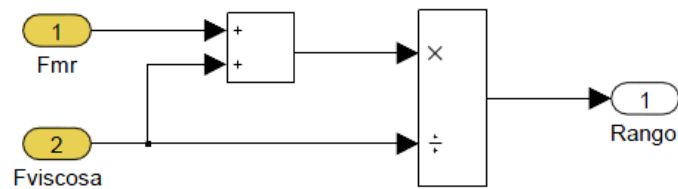


Figura 5.9.- Ecuación del rango dinámico en Simulink

En el diagrama de la Figura 5.10 se muestran todos los bloques para determinar las variables del modelo según las ecuaciones 4.5 a 4.9.

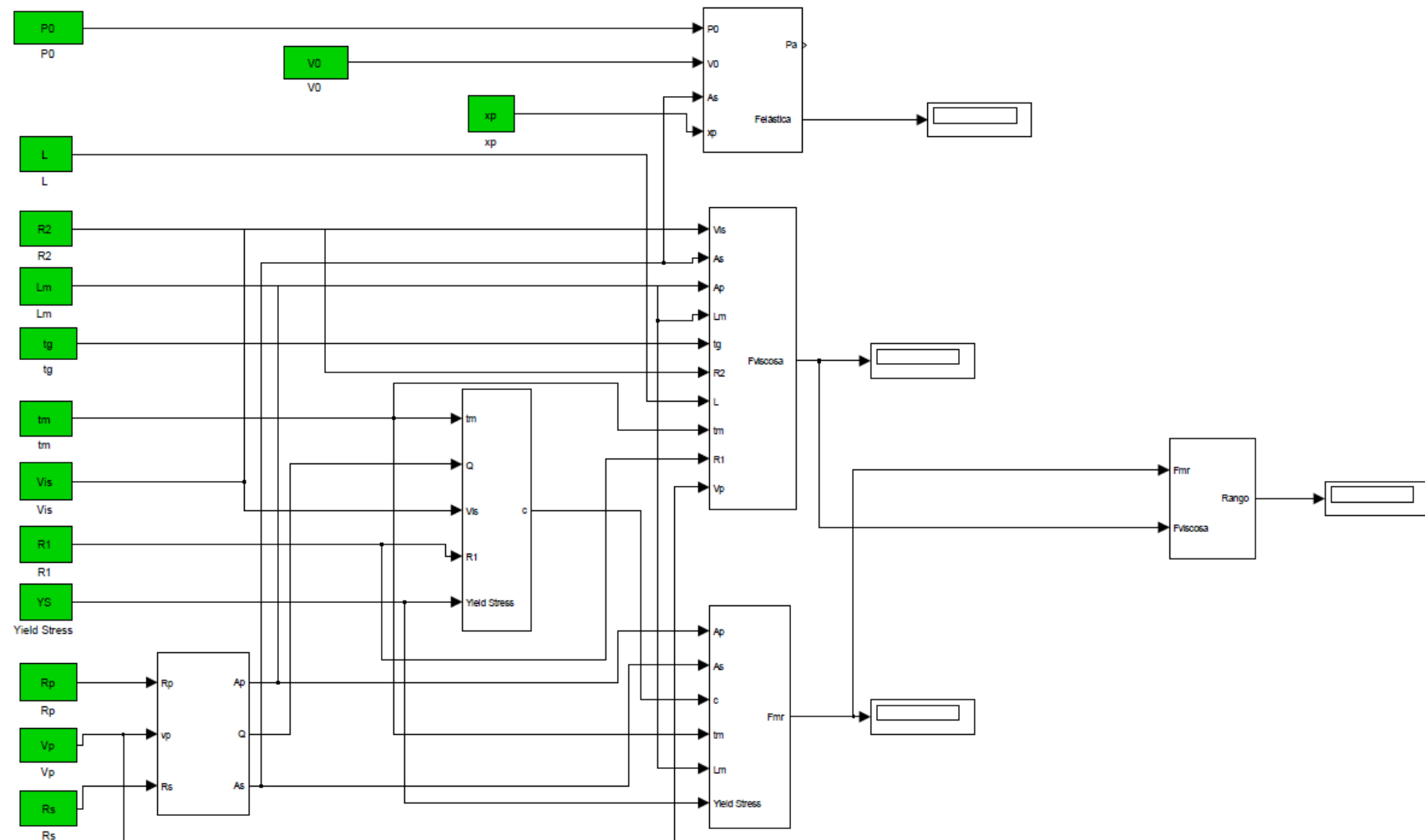


Figura 5.10.- Diagrama de bloques final del modelo

CAPÍTULO 6. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

6.1. Introducción

En este capítulo, se describen las diferentes simulaciones que han sido realizadas con los modelos de amortiguadores magneto-reológicos explicados en el capítulo 4 e implementados en Simulink en el capítulo 5.

Los parámetros geométricos del amortiguador magneto-reológico estudiado han sido adaptados a partir de un amortiguador hidráulico utilizado actualmente en la suspensión secundaria vertical de los trenes de cercanías que circulan por la red ferroviaria española. Este amortiguador ha sido proporcionado por la empresa Koni, especializada en el diseño y fabricación de amortiguadores para vehículos automóviles y vehículos ferroviarios. En el Anexo A.1 del presente trabajo, se adjunta el plano acotado del amortiguador hidráulico. A partir de esta geometría, se obtendrán las fuerzas amortiguadoras y el rango dinámico para los dos modelos de amortiguadores magneto-reológicos estudiados en este trabajo.

Por otra parte, también es objeto de este trabajo el estudio y la selección del fluido magneto-reológico idóneo para cada amortiguador. Para ello, en los dos modelos de amortiguadores propuestos, se comparan tres fluidos magneto-reológicos disponibles actualmente en el mercado, fabricados por la empresa Lord [33]. En el Anexo A.2 al Anexo A.4 de este trabajo se adjuntan las hojas de características de estos tres fluidos.

6.2. Amortiguador magneto-reológico de doble vástago

En el diseño de los amortiguadores magneto-reológicos de doble vástago para un vehículo ferroviario, el objetivo que se persigue es escoger la distancia de entrehierro (h) apropiada que proporcione un rango dinámico lo más alto posible con la fuerza controlable necesaria.

Para realizar el análisis de las fuerzas amortiguadoras y del rango dinámico, se deben fijar algunos parámetros de la geometría del amortiguador. Dos de estos parámetros, el radio del cilindro (R_2) y el radio del vástago (R_0), son seleccionados a partir del amortiguador hidráulico del Anexo A.1.

Además, también es necesario fijar un rango de velocidades del pistón del amortiguador (V_0). Para esta estimación, se han consultado los datos de los amortiguadores magneto-reológicos disponibles en el mercado utilizados en suspensiones vehiculares [32] y también se ha tenido en cuenta la velocidad a la que actúa el pistón del modelo de amortiguador disponible en el Anexo A.1.

Otro de los parámetros que influyen en el diseño es la longitud del polo magnético (h). En este caso se estima similar a la escogida en el estudio realizado por Lau and Liao [31] que diseñaba un amortiguador de similares características a las de este estudio.

En la Tabla 6.1 aparecen los parámetros geométricos iniciales, seleccionados para el estudio del amortiguador magneto-reológico de doble vástago. A continuación, se muestra el estudio realizado con estos parámetros y con los tres fluidos magneto-reológicos propuestos.

Tabla 6.1.- Parámetros de diseño iniciales del amortiguador de doble vástago

R_2	R_0	V_0	L
0,045 m	0,0175 m	0,2 m/s	0,042 m

6.2.1. Amortiguador de doble vástago con fluido MRF-122EG

A partir de los valores obtenidos en las hojas de características adjuntas en el Anexo A.2 se obtienen los valores de viscosidad y límite elástico máximo que proporciona el fluido estudiado. En el caso del fluido MRF-122EG, los valores de estos parámetros son:

$$\eta = 0,042 \text{ m} \cdot \text{s}$$

$$\tau_0 = 34 \text{ kPa}$$

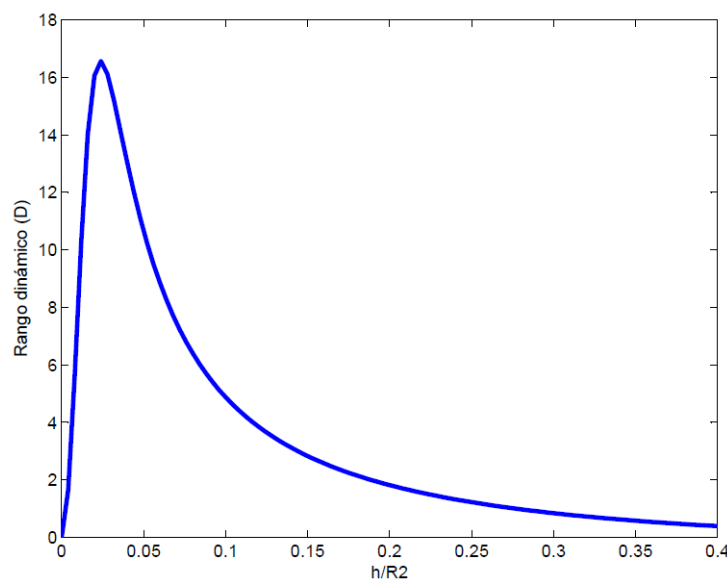


Figura 6.1.- Rango dinámico frente a la relación h/R_2 para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-122EG

Con los valores de viscosidad y límite elástico y los parámetros de diseño iniciales, se puede obtener la curva del rango dinámico frente a la relación h/R_2 representada en la Figura 6.1. Una vez conocido para qué valor de la relación h/R_2 se obtiene el máximo rango dinámico, se determina la distancia de entrehierro (h) con la que se obtiene un mejor rendimiento para el amortiguador magneto-reológico diseñado.

Con los parámetros de diseño seleccionados, el valor del rango dinámico máximo es de 16,56, que se alcanza cuando la relación h/R_2 tiene un valor de 0,024. Con la curva representada en la Figura 6.2, se obtiene la fuerza controlable máxima que ejerce el amortiguador magneto-reológico, sabiendo que se alcanza en el valor anteriormente citado de la relación h/R_2 .

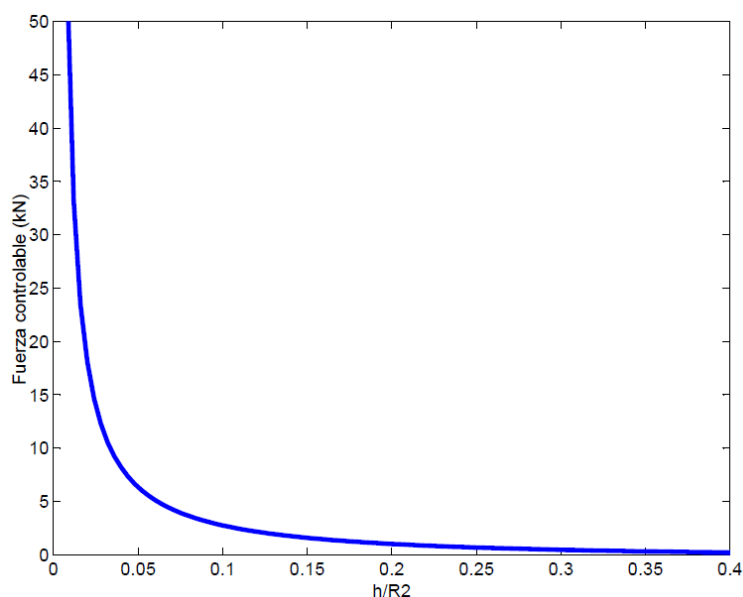


Figura 6.2.- Fuerza controlable frente a la relación h/R_2 para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-122EG

La fuerza controlable máxima ejercida por el amortiguador magneto-reológico será de 14,65 kN. A su vez, se obtiene la fuerza viscosa máxima que también depende de la distancia de entrehierro y cuyo valor es de 322 N. Además, la fuerza de fricción se estima utilizando el valor de la fuerza viscosa, introduciendo en su ecuación el parámetro anterior de la distancia de entrehierro que alcanza el máximo rango dinámico en el amortiguador, siendo así el valor de esta de 563 N. Todas ellas, forman las fuerzas máximas ejercidas por el amortiguador.

En la Tabla 6.1 se proporciona el valor de todos los parámetros del amortiguador magneto-reológico obtenidos utilizando el fluido MRF-122EG.

Tabla 6.2.- Parámetros del amortiguador utilizando el fluido MRF-122EG

Parámetro	Descripción	Valor
D	Rango dinámico	16,56
F_{τ}	Fuerza controlable máxima	14,65 kN
F_{η}	Fuerza viscosa máxima	322 N
F_f	Fuerza de fricción	563 N
w	Tamaño del cilindro	0,2793 m
h	Distancia de entrehierro	0,0011 m
v_0	Velocidad del pistón	0,2 m/s
Q	Caudal de fluido magneto-reológico	0,00102 m ³ /s
η	Viscosidad del fluido magneto-reológico	0,042 Pa·s
A_p	Área de la sección transversal del pistón	0,005092 m ²
L	Longitud del polo magnético	0,042 m
τ_0	Límite elástico máximo del fluido magneto-reológico	34000 Pa

Una vez obtenidos los parámetros finales del amortiguador, se determina un perfil fuerza total amortiguadora respecto a la variación de la velocidad del pistón. Esta se representa en la Figura 6.3.

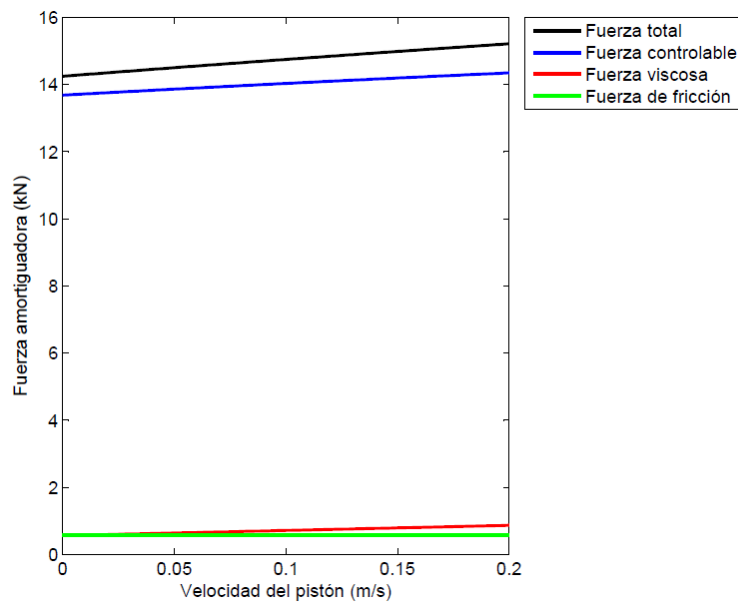


Figura 6.3.- Fuerza amortiguadora frente a velocidad del pistón para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-122EG

Con la representación de la fuerza amortiguadora respecto a la velocidad, se comprueba como la variación de la fuerza total ejercida por el amortiguador en el rango de velocidades de funcionamiento varía desde los 14,25 kN hasta los 15,21 kN.

Además, la fuerza controlable que es ejercida por el amortiguador puede modificarse variando el límite de elasticidad del material, que se consigue modificando la densidad de flujo magnético que circula por la bobina situada en el pistón del amortiguador. En las hojas de características del fluido, proporcionadas en el Anexo A.2, se muestra la curva de variación del límite elástico en función del campo magnético aplicado.

La Figura 6.4 representa la variación de la fuerza controlable, en función del límite elástico inducido al material, regulable mediante la densidad de flujo magnético. Se comprueba como la disminución del límite de elasticidad del fluido, provoca una disminución lineal de la fuerza controlable hasta ejercer una fuerza muy reducida. La mínima fuerza controlable se corresponderá con el valor que toma cuando no hay campo aplicado, en el que el esfuerzo cortante del fluido es de 2 Pa, siendo la fuerza controlable para dicho valor de 1,19 N.

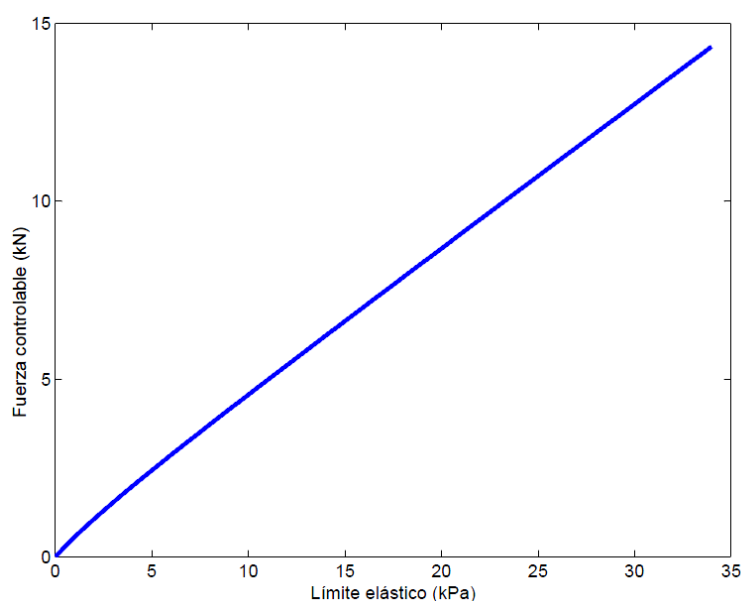


Figura 6.4.- Fuerza controlable frente a límite elástico para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-122EG

6.2.2. Amortiguador de doble vástago con fluido MRF-132DG

A partir de los valores obtenidos en las hojas de características adjuntas en el Anexo A.3 se obtienen los valores de viscosidad y límite elástico máximo que proporciona el fluido estudiado. En el caso del fluido MRF-132DG, estos valores son:

$$\eta = 0,112 \text{ m} \cdot \text{s}$$

$$\tau_0 = 48 \text{ kPa}$$

Con los valores de viscosidad y límite elástico y los parámetros de diseño iniciales, se puede obtener la curva del rango dinámico frente a la relación h/R_2 representada en la Figura 6.5. Una vez conocido para qué valor de la relación h/R_2 se obtiene el máximo rango dinámico, se determina la distancia de entrehierro (h) que proporciona un mejor rendimiento al amortiguador.

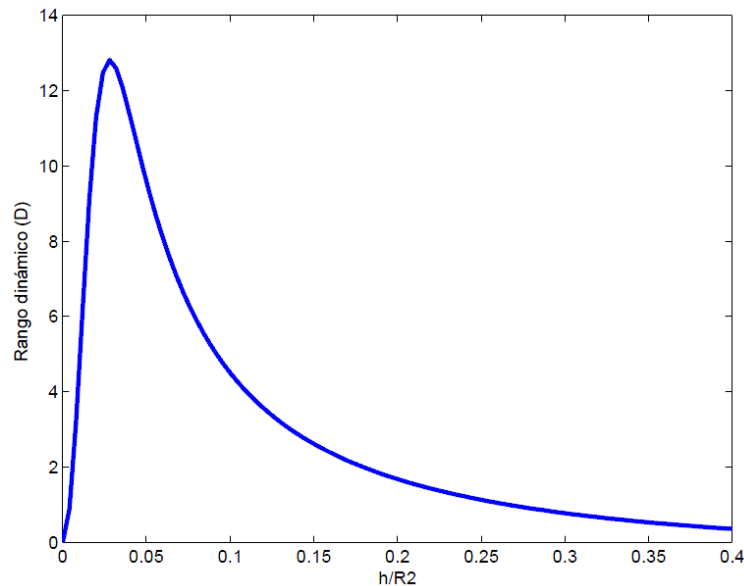


Figura 6.5.- Rango dinámico frente a la relación h/R_2 para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-132DG

Para los parámetros de diseño seleccionados, el valor del rango dinámico máximo es de 12,81 que se alcanza cuando la relación h/R_2 tiene un valor de 0,028. Con la curva representada en la Figura 6.6, se obtiene la fuerza controlable máxima que ejerce el amortiguador magneto-reológico, sabiendo que se alcanza en el valor anteriormente citado de la relación h/R_2 .

La fuerza controlable máxima ejercida por el amortiguador magneto-reológico será de 17,83 kN. A su vez, se obtiene la fuerza viscosa máxima que también depende de la distancia de entrehierro y cuyo valor es de 534 N. Además, la fuerza de fricción se estima utilizando el valor de la fuerza viscosa, introduciendo en su ecuación el parámetro anterior de la distancia de entrehierro que alcanza el máximo rango

dinámico en el amortiguador, siendo así el valor de esta de 858 N. Todas ellas, de nuevo, forman las fuerzas máximas ejercidas por este amortiguador.

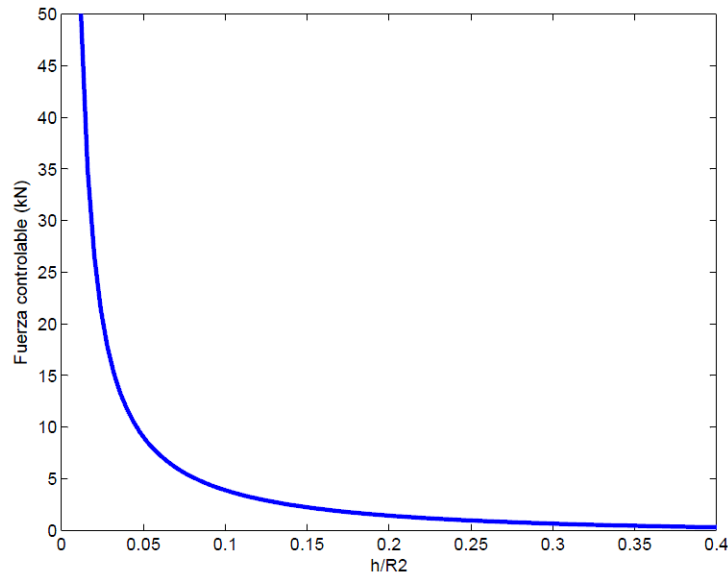


Figura 6.6.- Fuerza controlable frente a la relación h/R_2 para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-132DG

En la Tabla 6.3 se resume el valor de todos los parámetros del amortiguador magneto-reológico obtenidos con la utilización del fluido MRF-132DG.

Tabla 6.3.- Parámetros del amortiguador utilizando el fluido MRF-132DG

Parámetro	Descripción	Valor
D	Rango dinámico	12,81
F_{τ}	Fuerza controlable máxima	17,83 kN
F_{η}	Fuerza viscosa máxima	534 N
F_f	Fuerza de fricción	858 N
w	Tamaño del cilindro	0,2787 m
h	Distancia de entrehierro	0,0013 m
v_0	Velocidad del pistón	0,2 m/s
Q	Caudal de fluido magneto-reológico	0,00101 m ³ /s
η	Viscosidad del fluido magneto-reológico	0,112 Pa·s
A_p	Área de la sección transversal del pistón	0,005037 m ²
L	Longitud del polo magnético	0,042 m
τ_0	Límite elástico del fluido magneto-reológico	48000 Pa

Una vez calculados los parámetros finales del amortiguador, se obtiene la variación de la fuerza total amortiguadora respecto a la velocidad del pistón como se representa en la Figura 6.7.

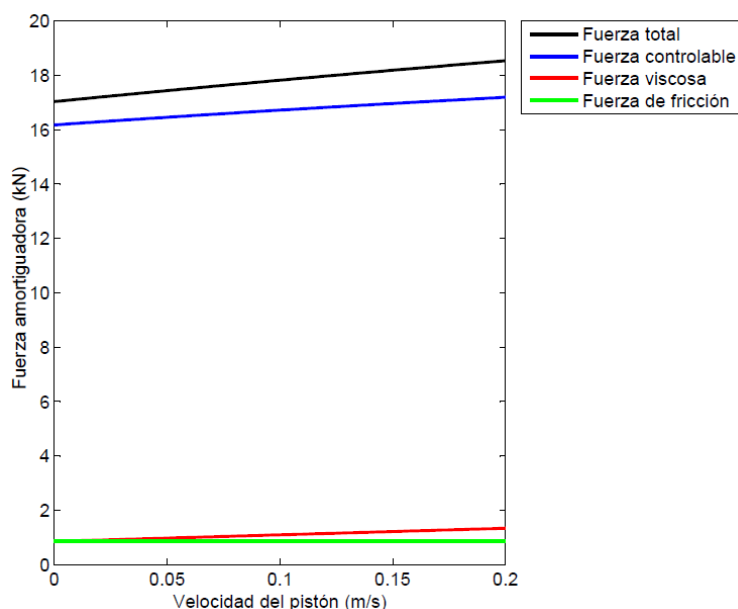


Figura 6.7.- Fuerza amortiguadora frente a velocidad del pistón para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-132DG

En este caso, la representación de la fuerza amortiguadora con respecto a la velocidad muestra que, la variación de la fuerza total ejercida por el amortiguador en el rango de velocidades de funcionamiento, varía desde los 17,03 kN hasta los 18,53 kN.

Como en el caso anterior, la fuerza controlable que es ejercida por el amortiguador puede modificarse variando el límite de elasticidad del material, que se consigue modificando la densidad de flujo magnético que circula por la bobina situada en el pistón de amortiguador. En las hojas de características del fluido, proporcionadas en el Anexo A.3, se muestra la curva de variación del límite elástico en función del campo magnético aplicado.

La Figura 6.8 representa la variación de la fuerza controlable en función del límite elástico inducido al material, regulable mediante densidad de flujo. En el caso del fluido MRF-132DG, el rango de límite de elasticidad que puede ser inducido va desde los 4 kPa hasta los 48 kPa, por tanto se puede obtener una fuerza controlable mediante la variación del límite de elástico desde 1,12 kN hasta 17,83 kN.

La fuerza controlable cuando no hay campo aplicado, en el que el esfuerzo cortante del fluido es de 8 Pa, toma un valor de 4 N.

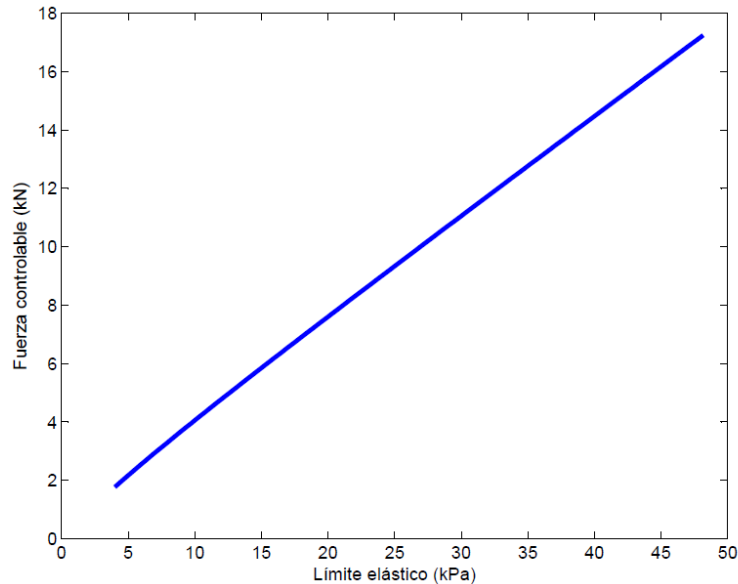


Figura 6.8.- Fuerza controlable frente a límite elástico para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-132DG

6.2.3. Amortiguador de doble vástago con fluido MRF-140CG

A partir de los valores obtenidos en las hojas de características adjuntas en el Anexo A.4 se fijan para el fluido MRF-140CG los valores de la viscosidad y límite elástico máximo siguientes:

$$\eta = 0,280 \text{ m} \cdot \text{s}$$

$$\tau_0 = 58 \text{ kPa}$$

Con estos valores de viscosidad y límite elástico y con los parámetros de diseño iniciales, se puede obtener la curva del rango dinámico frente a la relación h/R_2 representada en la Figura 6.9. De nuevo, una vez conocido para qué valor de la relación h/R_2 se obtiene el máximo rango dinámico, se determina la distancia de entrehierro (h) con la que se obtiene un mejor rendimiento del amortiguador magneto-reológico diseñado.

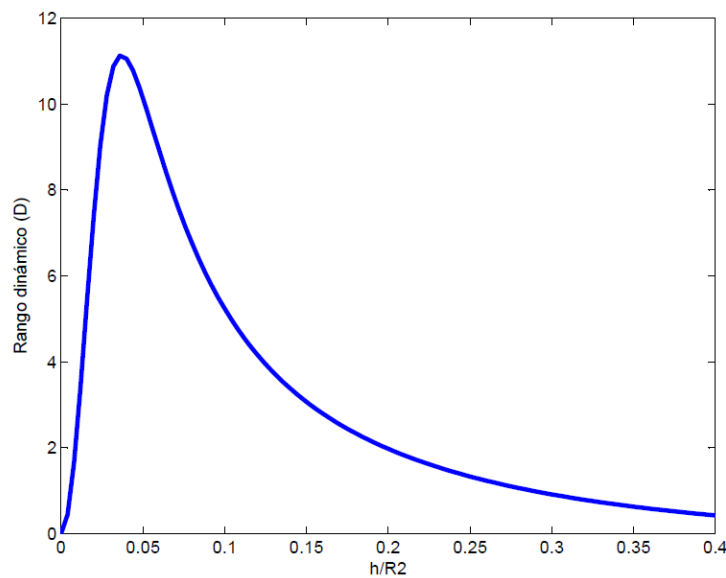


Figura 6.9.- Rango dinámico frente a la relación h/R_2 para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-140CG

Para los parámetros de diseño seleccionados, el valor del rango dinámico máximo es de 11,12 que se alcanza cuando la relación h/R_2 tiene un valor de 0,036. Con la curva representada en la Figura 6.10, se obtiene la fuerza controlable máxima que ejerce el amortiguador magneto-reológico, sabiendo que esta se alcanza en el valor anteriormente citado de la relación h/R_2 .

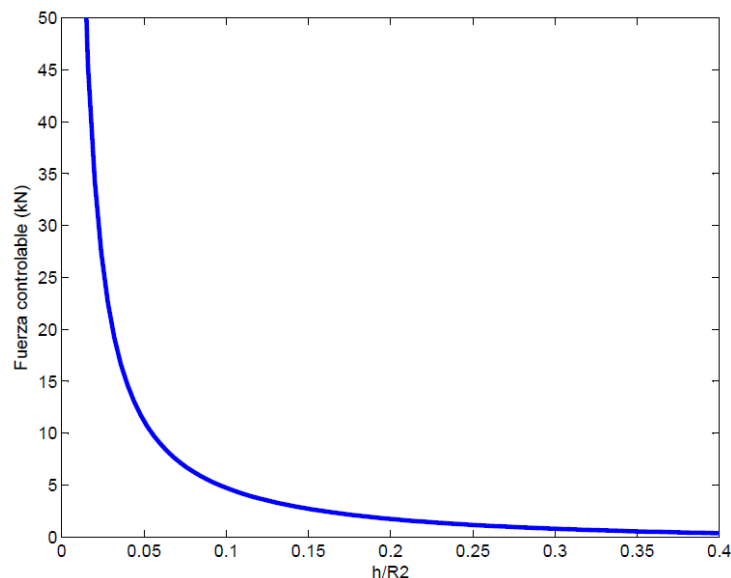


Figura 6.10.- Fuerza controlable frente a la relación h/R_2 para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-140CG

La fuerza controlable máxima ejercida por el amortiguador magneto-reológico será de 16,88 kN. A su vez, se obtiene la fuerza viscosa máxima que también depende de la distancia de entrehierro y cuyo valor es de 636 N. Además, la fuerza de fricción se estima utilizando el valor de la fuerza viscosa, introduciendo en su ecuación el parámetro anterior de la distancia de entrehierro que alcanza el máximo rango dinámico en el amortiguador, siendo así el valor de esta de 886 N. Todas ellas, forman las fuerzas máximas ejercidas por el amortiguador.

En la Tabla 6.4 se resume el valor de todos los parámetros del amortiguador magneto-reológico obtenidos con el fluido MRF-140CG.

Tabla 6.4.- Parámetros del amortiguador utilizando el fluido MRF-140CG

Parámetro	Descripción	Valor
D	Rango dinámico	11,12
F_{τ}	Fuerza controlable máxima	16,88 kN
F_{η}	Fuerza viscosa máxima	636 N
F_f	Fuerza de fricción	886 N
w	Tamaño del cilindro	0,2777 m
h	Distancia de entrehierro	0,0016 m
v_0	Velocidad del pistón	0,2 m/s
Q	Caudal de fluido magneto-reológico	0,00099 m ³ /s
η	Viscosidad del fluido magneto-reológico	0,280 Pa·s
A_p	Área de la sección transversal del pistón	0,004955 m ²
L	Longitud del polo magnético	0,042 m
τ_0	Límite elástico del fluido magneto-reológico	58000 Pa

Una vez más, con los parámetros finales del amortiguador, se obtiene un perfil de fuerza total amortiguadora respecto a la variación de la velocidad del pistón. Esta fuerza total se representa en la Figura 6.11.

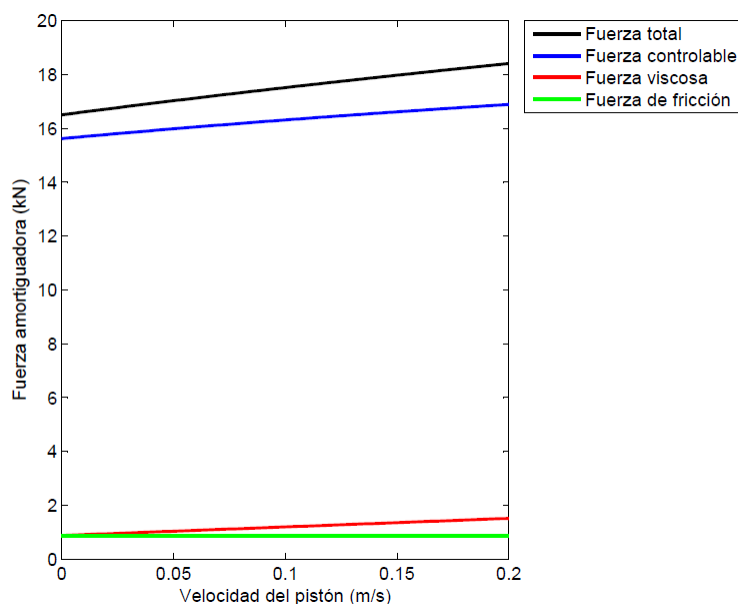


Figura 6.11.- Fuerza amortiguadora frente a velocidad del pistón para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-140CG

En la representación de la fuerza amortiguadora con respecto a la velocidad se comprueba como la variación de la fuerza total ejercida por el amortiguador en el rango de velocidades de funcionamiento varía desde los 16,50 kN hasta los 18,40 kN.

En las hojas de características del fluido, proporcionadas en el Anexo A.4, se muestra la curva de variación del límite elástico en función del campo magnético aplicado. La Figura 6.12 representa la variación de la fuerza controlable en función del límite elástico inducido al material, regulable mediante la densidad de flujo. En el caso del fluido MRF-140CG, el rango de límite de elasticidad que puede ser inducido va desde los 3 kPa hasta los 58 kPa, por tanto se puede obtener una fuerza controlable mediante la variación del límite de elástico desde los 1,18 kN hasta la máxima fuerza controlable que es de 16,88 kN.

La fuerza controlable cuando no hay campo aplicado, en el que el esfuerzo cortante del fluido es de 25 Pa, toma un valor de 9,9 N.

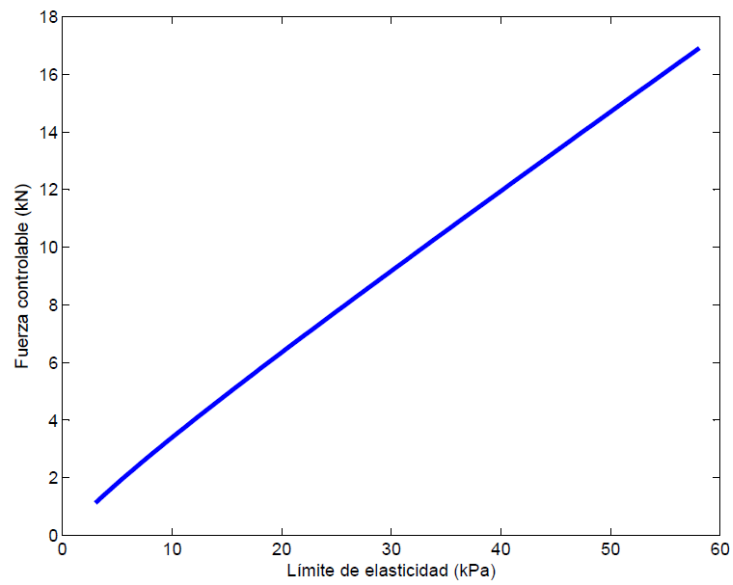


Figura 6.12.- Fuerza controlable frente a límite elástico para un amortiguador de doble vástago con fluido MRF-140CG

6.3. Amortiguador magneto-reológico de doble tubo

En el modelo de amortiguador de doble tubo, a diferencia del anterior amortiguador, se determinan todos los parámetros geométricos, a partir de los cuales se obtendrá la fuerza controlable y el rango dinámico. Además, como en el anterior estudio, se utilizarán los tres modelos de fluidos magneto-reológicos, comprobando sus resultados.

En la Tabla 6.5 se representan todos los parámetros propuestos para este modelo. Los datos geométricos (R_s , R_p , L_m , L , R_1 , R_2 , t_m , t_g , x_p) han sido seleccionados a partir del modelo del amortiguador hidráulico del Anexo A.1 y del estudio realizado por Nguyen and Choi [28].

También es necesario fijar un rango de velocidades para el pistón del amortiguador (V_0). Para estimar estas velocidades, se han tenido en cuenta, por una parte, los amortiguadores magneto-reológicos disponibles en el mercado y utilizados en suspensiones vehiculares [32] y, por otra parte, la velocidad a la que actúa el pistón del modelo de amortiguador disponible en el Anexo A.1.

Además, este modelo dispone de un acumulador, cuya presión y volumen debe ser estimada a partir del estudio realizado por Nguyen et al. [34].

Tabla 6.5.- Parámetros de diseño iniciales del amortiguador de doble tubo

Parámetro	Descripción	Valor
R_s	Radio del vástago	0,0175 m
\dot{x}_p	Velocidad del pistón	0,2 m/s
R_p	Radio del pistón	0,03 m
L_m	Longitud del polo magnético	0,01 m
t_m	Anchura del conducto anular de la válvula	0,001 m
R_1	Radio del polo magnético	0,032 m
L	Longitud del cilindro interior	0,260 m
R_2	Radio del conducto anular	0,034 m
t_g	Separación entre cilindro interior y exterior	0,0014 m
P_0	Presión inicial del acumulador	3 bar
V_0	Volumen inicial del acumulador	0,05 l
x_p	Desplazamiento del pistón	0,151 m

6.3.1. Amortiguador de doble tubo con fluido MRF-122EG

Junto a los datos geométricos del amortiguador, se cuenta con los datos de viscosidad ($0,042 \text{ m}\cdot\text{s}$) y límite elástico máximo (34000 Pa) del fluido MRF-122EG. Con todo ello se obtiene el rango dinámico y las fuerzas que actúan en el amortiguador propuesto con el fluido MRF-122EG.

En la Tabla 6.6 se muestran los valores de rango dinámico y las fuerzas obtenidas en la simulación.

Tabla 6.6.- Características del amortiguador utilizando el fluido MRF-122EG

Rango dinámico	26,52
Fuerza controlable máxima	6.907 N
Fuerza controlable mínima	0,57 N
Fuerza viscosa máxima	270 N
Fuerza elástica	290 N

En la Figura 6.13, la representación de la fuerza amortiguadora con respecto a la velocidad del pistón, se comprueba como la variación de la fuerza total ejercida por el amortiguador, en el rango de velocidades de funcionamiento, varía desde los 6,89 kN hasta los 7,46 kN.

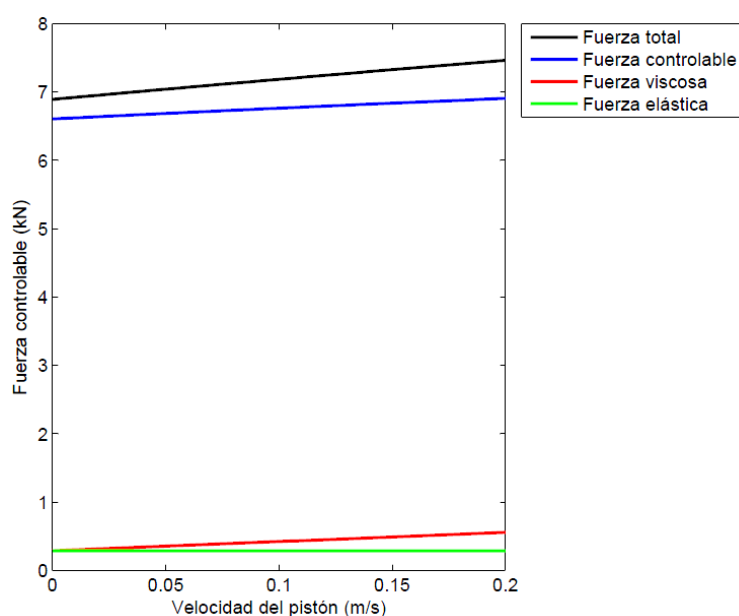


Figura 6.13.- Fuerza amortiguadora frente a velocidad del pistón para un amortiguador de doble tubo con fluido MRF-122EG

6.3.2. Amortiguador de doble tubo con fluido MRF-132DG

En este nuevo caso, con los datos geométricos del amortiguador y con los datos de viscosidad (0,112 m·s) y límite elástico máximo (48000 Pa) del fluido MRF-132DG, se obtiene el rango dinámico y la fuerza controlable máxima que proporciona el amortiguador propuesto con el fluido MRF-132DG.

En la Tabla 6.7 se muestran los valores de rango dinámico y fuerzas obtenidas en la simulación.

Tabla 6.7.- Características del amortiguador utilizando el fluido MRF-132DG

Rango dinámico	14,95
Fuerza controlable máxima	10.071 N
Fuerza controlable mínima	1041 N
Fuerza viscosa máxima	721 N
Fuerza elástica	287 N

En la Figura 6.14, la representación de la fuerza amortiguadora con respecto a la velocidad, se comprueba como la variación de la fuerza total ejercida por el amortiguador, en el rango de velocidades de funcionamiento, varía desde los 9,61 kN hasta los 11,08 kN.

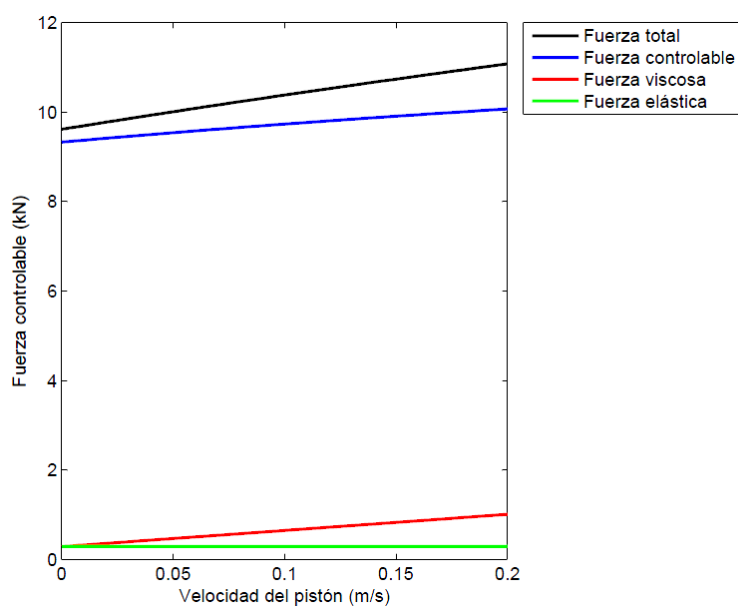


Figura 6.14.- Fuerza amortiguadora frente a velocidad del pistón para un amortiguador de doble tubo con fluido MRF-132DG

6.3.3. Amortiguador de doble tubo con fluido MRF-140CG

Por último, a los datos geométricos del amortiguador se añaden ahora los datos de viscosidad (0,280 m·s) y límite elástico máximo (58000 Pa) del fluido MRF-140CG, con lo que se obtendrá el rango dinámico y la fuerza controlable máxima que proporciona, en este caso, el amortiguador propuesto con el fluido MRF-140CG.

En la Tabla 6.8 se muestran los valores de rango dinámico y fuerzas obtenidas en la simulación.

Tabla 6.8.- Características del amortiguador utilizando el fluido MRF-140CG

Rango dinámico	8,12
Fuerza controlable máxima	12.841 N
Fuerza controlable mínima	832,7 N
Fuerza viscosa máxima	1804 N
Fuerza elástica	287 N

En la Figura 6.15, la representación de la fuerza amortiguadora con respecto a la velocidad, se aprecia que la variación de la fuerza ejercida por el amortiguador, en el rango de velocidades de funcionamiento, varía desde los 11,55 kN hasta los 14,94 kN.

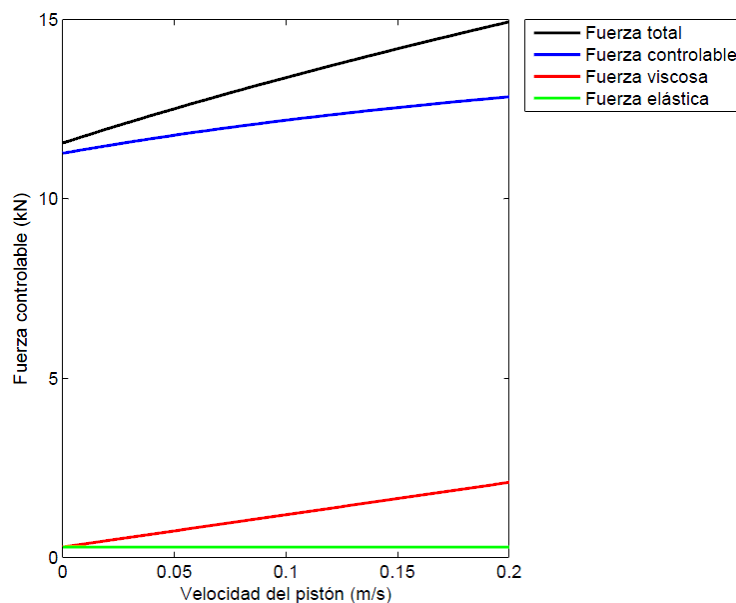


Figura 6.15.- Fuerza amortiguadora frente a velocidad del pistón para un amortiguador de doble tubo con fluido MRF-140CG

6.4. Comparación de los resultados

En la tabla 6.7 se muestra una tabla resumen de los parámetros más importantes obtenidos en el estudio de ambos amortiguadores con los distintos fluidos magneto-reológicos.

Tabla 6.9.- Valores característicos de los amortiguadores magneto-reológicos

Parámetro	Amortiguador de doble vástago			Amortiguador de doble tubo			
	Fluido	122EG	132DG	140CG	122EG	132DG	140CG
Rango dinámico		16,56	12,81	11,12	26,52	14,95	8,12
Fuerza controlable máxima		14,65 kN	17,83 kN	16,88 kN	6,91 kN	10,07 kN	12,84 kN
Fuerza controlable mínima		1,19 N	1,12 kN	1,18 kN	0,57 N	1,04 kN	0,83 kN
Fuerza viscosa máxima		322 N	534 N	636 N	270 N	721 N	1804 N
Fuerza de fricción		563 N	858 N	886 N	-	-	-
Fuerza elástica		-	-	-	290 N	287 N	287 N
Fuerza amortiguadora máxima		15,21 kN	18,53 kN	18,40 kN	7,46 N	11,08 N	14,94 N

CAPÍTULO 7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

7.1. Conclusiones

En este proyecto se ha realizado el estudio de la suspensión de un vehículo ferroviario basado en amortiguadores magneto-reológicos. Para ello, se ha propuesto la adaptación de algunos parámetros geométricos en dos modelos de este tipo de amortiguadores. Además se ha realizado un análisis del rango dinámico y de las fuerzas controlables que pueden ejercer, cada uno de ellos, utilizando varios fluidos magneto-reológicos disponibles en el mercado.

En el primer modelo estudiado, el amortiguador de doble vástago, se ha adaptado la distancia entrehierro con cada uno de los fluidos magneto-reológicos, para que pudiese ofrecer el mayor rango dinámico posible en cada uno de ellos, ejerciendo una fuerza controlable suficiente para posibilitar su uso en aplicaciones ferroviarias. Del análisis realizado se obtienen tres geometrías diferentes para cada uno de los fluidos magneto-reológicos estudiados. Con ello, se comprueba que los tres amortiguadores propuestos pueden aportar la fuerza controlable necesaria. De los tres amortiguadores analizados el que ofrece un mayor rango dinámico y, por lo tanto, ofrecerá un mejor rendimiento, es el amortiguador que contiene el fluido MRF-122EG. Además, este fluido tiene otra ventaja añadida con respecto a los otros dos, debido a que presenta un mayor rango en el control del límite elástico del fluido, lo que permite tener un control total de la fuerza ejercida partiendo desde una fuerza inicial mucho menor. A su vez, la fuerza viscosa del amortiguador con el fluido MRF-122EG es la menor de las tres, dato favorable ya que dicha fuerza entra dentro de las llamadas fuerzas no controlables, cuyo bajo valor favorece el rendimiento del amortiguador.

Por otra parte, en el modelo de amortiguador magneto-reológico de doble tubo, se han fijado, previamente, todos los parámetros geométricos necesarios para obtener el valor de las fuerzas amortiguadoras y del rango dinámico. Con los parámetros geométricos y variando los datos de viscosidad y del límite elástico máximo de cada uno de los fluidos, se han obtenido las fuerzas que intervienen en el amortiguador. En este caso, intervienen tres fuerzas: la fuerza elástica, la fuerza viscosa y la fuerza controlable. Al igual que en el anterior modelo, los tres amortiguadores pueden aportar la fuerza controlable necesaria para su uso en aplicaciones ferroviarias. A la vista de los resultados obtenidos en este modelo de amortiguador, el fluido con el que se obtiene un mayor rango dinámico es el MRF-122EG. Aunque la fuerza controlable sea la menor de los tres utilizando este fluido, se considera suficiente para la aplicación ferroviaria, debido a que amortiguadores como el del Anexo A.1 (utilizado en suspensiones ferroviarias) desarrollan una fuerza todavía menor.

De entre los dos tipos de amortiguadores óptimos estudiados, se concluye que la elección del amortiguador de doble tubo con fluido MRF-122EG es la más favorable de todas las estudiadas por poseer un mayor rango dinámico respecto al modelo de doble vástago.

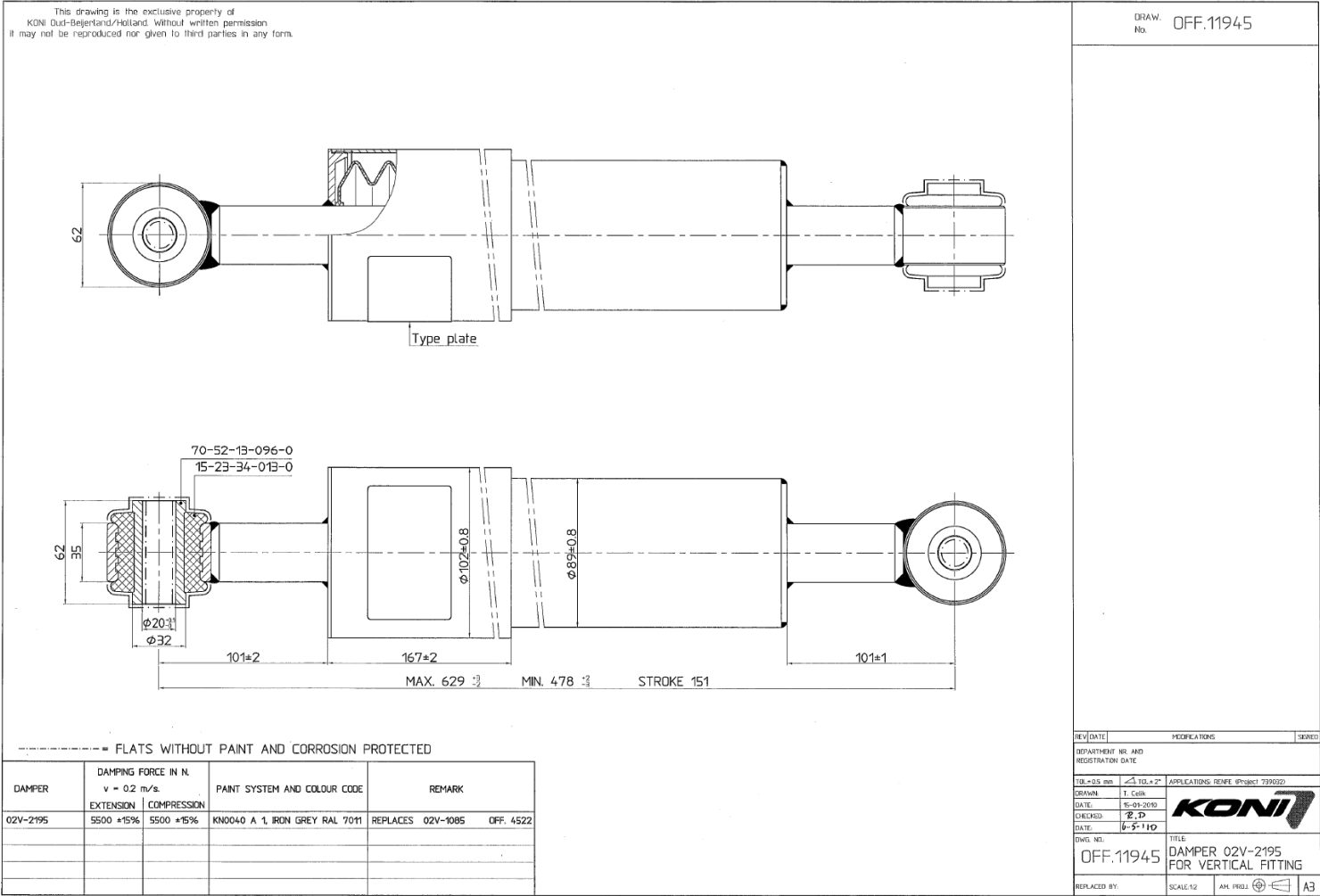
7.2. Trabajos futuros

Este trabajo trata de ser una primera aproximación para la adaptación de los amortiguadores magneto-reológicos a la suspensión de un vehículo ferroviario. A la vista de los resultados obtenidos en el estudio realizado en este Trabajo Fin de Grado, se proponen los trabajos futuros siguientes:

- Analizar la fuerza controlable y el rango dinámico en un tercer tipo de amortiguador magneto-reológico ya existente para otras aplicaciones. Este sería el amortiguador magneto-reológico monotubo.
- Análisis de la fuerza controlable y el rango dinámico de los amortiguadores electro-reológicos destinados a su uso en un vehículo ferroviario.
- Diseño, mediante el programa Solid Edge o similar, de los diversos componentes que forman los amortiguadores magneto-reológicos.
- Estudio del circuito magnético de ambos modelos de amortiguadores magneto-reológicos.
- Desarrollo del modelo dinámico de los amortiguadores magneto-reológicos propuestos en este trabajo.
- Estudio de la influencia de un amortiguador magneto-reológico en el comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario.

ANEXO

A.1. Plano acotado de un amortiguador hidráulico ferroviario



A.2. Características del fluido magneto-reológico MRF-122EG

LORD TECHNICAL DATA

MRF-122EG Magneto-Rheological Fluid

Description

LORD MRF-122EG fluid is a hydrocarbon-based magneto-rheological (MR) fluid formulated for general use in controllable, energy-dissipating applications such as shocks, dampers and brakes.

MRF-122EG fluid is a suspension of micron-sized, magnetizable particles in a carrier fluid. When exposed to a magnetic field, the rheology of MRF-122EG fluid reversibly and instantaneously changes from a free-flowing liquid to a semi-solid with controllable yield strength. Altering the strength of the applied magnetic field precisely and proportionally controls the consistency or yield strength of the fluid.

MRF-122EG fluid can be used in *valve mode* (fluid flowing through an orifice) or in *shear mode* (fluid shearing between two surfaces). In the absence of a magnetic field, MRF-122EG fluid flows freely or allows free movement. Upon application of a magnetic field, the fluid's particles align with the direction of the field in chain-like fashion, thereby restricting the fluid's movement within the gap in proportion to the strength of the magnetic field.

Features and Benefits

Fast Response Time – responds instantly and reversibly to changes in a magnetic field.

Dynamic Yield Strength – provides high yield strength in the presence of a magnetic field and very low yield strength in the absence of a magnetic field; allows for a wide range of controllability.

Temperature Resistant – performs consistently throughout a broad temperature range, meeting the requirements of demanding applications such as automotive shock absorbers.

Hard Settling Resistant – provides high resistance to hard settling; easily redispersed.

Non-Abrasive – formulated to not abrade the devices in which the MR fluid is used.

Application

For more information on MR technology, refer to the MR Design Guides located on www.lord.com/mr.

Mixing – Under common flow conditions, no separation is observed between particles and the carrier fluid. However, a degree of separation may eventually occur under static conditions. If needed, use a paint shaker to redisperse the particles into a homogeneous state prior to use.

Storage

Keep container tightly closed when not in use.

Typical Properties*

Appearance	Dark Gray Liquid
Viscosity, Pa-s @ 40°C (104°F) Calculated as slope 500-800 sec ⁻¹	0.042 ± 0.020
Density	
g/cm ³	2.28-2.48
(lb/gal)	(19.0-20.7)
Solids Content by Weight, %	72
Flash Point, °C (°F)	>150 (>302)
Operating Temperature, °C (°F)	-40 to +130 (-40 to +266)

*Data is typical and not to be used for specification purposes.

LORD
AskUsHow™

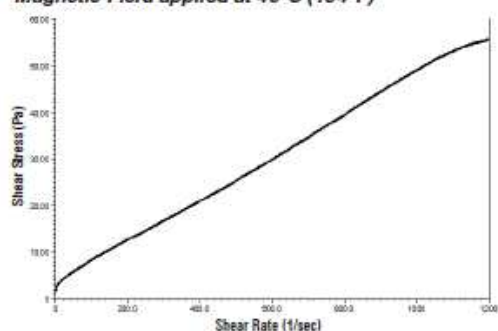
LORD TECHNICAL DATA

Cautionary Information

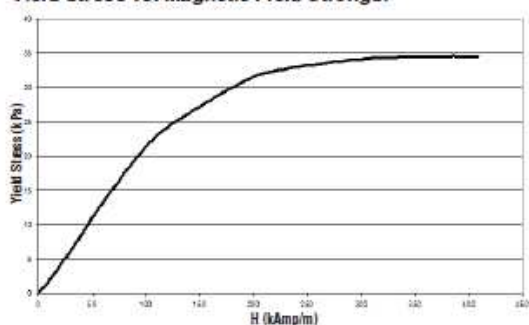
Before using this or any LORD product, refer to the Material Safety Data Sheet (MSDS) and label for safe use and handling instructions.

For industrial/commercial use only. Not to be used in household applications. Not for consumer use.

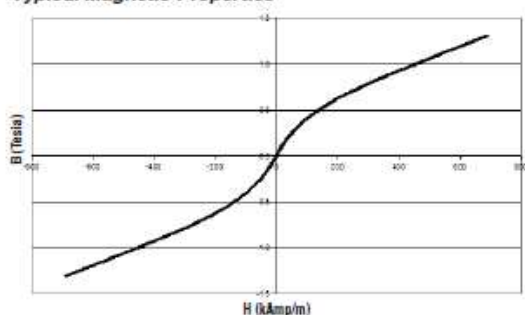
Shear Stress as a function of Shear Rate with no Magnetic Field applied at 40°C (104°F)



Yield Stress vs. Magnetic Field Strength



Typical Magnetic Properties



Values stated in this technical data sheet represent typical values as not all tests are run on each lot of material produced. For formalized product specifications for specific product end uses, contact the Customer Support Center.

Information provided herein is based upon tests believed to be reliable. In as much as LORD Corporation has no control over the manner in which others may use this information, it does not guarantee the results to be obtained. In addition, LORD Corporation does not guarantee the performance of the product or the results obtained from the use of the product or this information where the product has been repackaged by any third party, including but not limited to any product end-user. Nor does the company make any express or implied warranty of merchantability or fitness for a particular purpose concerning the effects or results of such use.

"Ask Us How" is a trademark of LORD Corporation or one of its subsidiaries.

LORD provides valuable expertise in adhesives and coatings, vibration and motion control, and magnetically responsive technologies. Our people work in collaboration with our customers to help them increase the value of their products. Innovative and responsive in an ever-changing marketplace, we are focused on providing solutions for our customers worldwide : ... Ask Us How.

LORD Corporation World Headquarters

111 Lord Drive
Cary, NC 27511-7923
USA

Customer Support Center (In United States & Canada)

+1 877 ASK LORD (275 5673)

www.lord.com

©2008 LORD Corporation OJD DS7027 (Rev.1 7/08)

LORD
AskUsHow™

A.3. Características del fluido magneto-reológico MRF-132DG

LORD TECHNICAL DATA

MRF-132DG Magneto-Rheological Fluid

Description

LORD MRF-132DG fluid is a hydrocarbon-based magneto-rheological (MR) fluid formulated for general use in controllable, energy-dissipating applications such as shocks, dampers and brakes.

MRF-132DG fluid is a suspension of micron-sized, magnetizable particles in a carrier fluid. When exposed to a magnetic field, the rheology of MRF-132DG fluid reversibly and instantaneously changes from a free-flowing liquid to a semi-solid with controllable yield strength. Altering the strength of the applied magnetic field precisely and proportionally controls the consistency or yield strength of the fluid.

MRF-132DG fluid can be used in *valve mode* (fluid flowing through an orifice) or in *shear mode* (fluid shearing between two surfaces). In the absence of a magnetic field, MRF-132DG fluid flows freely or allows free movement. Upon application of a magnetic field, the fluid's particles align with the direction of the field in chain-like fashion, thereby restricting the fluid's movement within the gap in proportion to the strength of the magnetic field.

Features and Benefits

Fast Response Time – responds instantly and reversibly to changes in a magnetic field.

Dynamic Yield Strength – provides high yield strength in the presence of a magnetic field and very low yield strength in the absence of a magnetic field; allows for a wide range of controllability.

Temperature Resistant – performs consistently throughout a broad temperature range, meeting the requirements of demanding applications such as automotive shock absorbers.

Hard Settling Resistant – provides high resistance to hard settling; easily redispersed.

Non-Abrasive – formulated to not abrade the devices in which the MR fluid is used.

Application

Mixing – Under common flow conditions, no separation is observed between particles and the carrier fluid.

However, a degree of separation may eventually occur under static conditions. If needed, use a paint shaker to redisperse the particles into a homogeneous state prior to use.

Storage

Keep container tightly closed when not in use.

Typical Properties*

Appearance	Dark Gray Liquid
Viscosity, Pa-s @ 40°C (104°F) Calculated as slope 800-1200 sec ⁻¹	0.112 ± 0.02
Density	
g/cm ³	2.95-3.15
(lb/gal)	(24.6-26.3)
Solids Content by Weight, %	80.98
Flash Point, °C (°F)	>150 (>302)
Operating Temperature, °C (°F)	-40 to +130 (-40 to +266)

*Data is typical and not to be used for specification purposes.

LORD
AskUsHow™

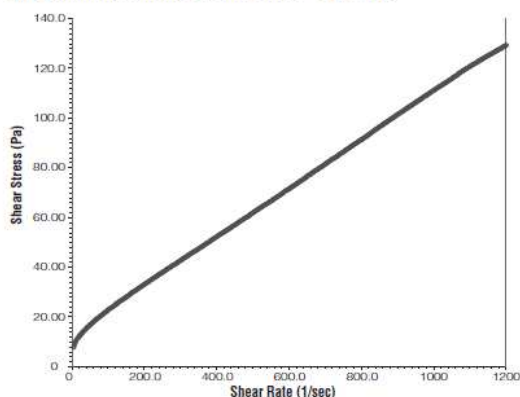
LORD TECHNICAL DATA

Cautionary Information

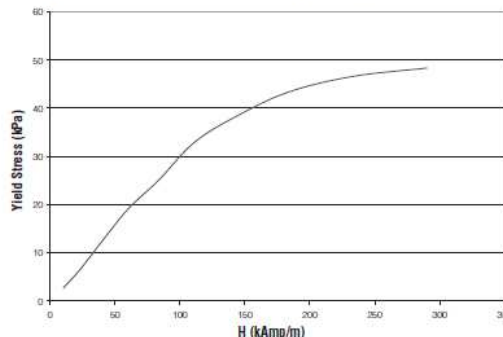
Before using this or any LORD product, refer to the Material Safety Data Sheet (MSDS) and label for safe use and handling instructions.

For industrial/commercial use only. Not to be used in household applications. Not for consumer use.

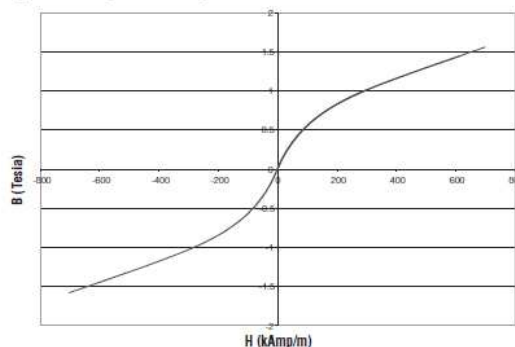
Shear Stress as a function of Shear Rate with no Magnetic Field applied at 40°C (104°F)



Yield Stress vs. Magnetic Field Strength



Typical Magnetic Properties



Values stated in this technical data sheet represent typical values as not all tests are run on each lot of material produced. For formalized product specifications for specific product end uses, contact the Customer Support Center.

Information provided herein is based upon tests believed to be reliable. In as much as LORD Corporation has no control over the manner in which others may use this information, it does not guarantee the results to be obtained. In addition, LORD Corporation does not guarantee the performance of the product or the results obtained from the use of the product or this information where the product has been repackaged by any third party, including but not limited to any product end-user. Nor does the company make any express or implied warranty of merchantability or fitness for a particular purpose concerning the effects or results of such use.

"Ask Us How" is a trademark of LORD Corporation or one of its subsidiaries.

LORD provides valuable expertise in adhesives and coatings, vibration and motion control, and magnetically responsive technologies. Our people work in collaboration with our customers to help them increase the value of their products. Innovative and responsive in an ever-changing marketplace, we are focused on providing solutions for our customers worldwide ... Ask Us How.

LORD Corporation World Headquarters

111 Lord Drive
Cary, NC 27511-7923
USA

Customer Support Center (in United States & Canada)
+1 877 ASK LORD (275 5673)

www.lord.com

For a listing of our worldwide locations, visit LORD.com.

©2011 LORD Corporation OD_DS7015 (Rev.2 11/11)

LORD
AskUsHow™

A.4. Características del fluido magneto-reológico MRF-140CG

LORD TECHNICAL DATA

MRF-140CG Magneto-Rheological Fluid

Description

LORD MRF-140CG fluid is a hydrocarbon-based magneto-rheological (MR) fluid formulated for general use in controllable, energy-dissipating applications such as shocks, dampers and brakes.

MRF-140CG fluid is a suspension of micron-sized, magnetizable particles in a carrier fluid. When exposed to a magnetic field, the rheology of MRF-140CG fluid reversibly and instantaneously changes from a free-flowing liquid to a semi-solid with controllable yield strength. Altering the strength of the applied magnetic field precisely and proportionally controls the consistency or yield strength of the fluid.

MRF-140CG fluid can be used in *valve mode* (fluid flowing through an orifice) or in *shear mode* (fluid shearing between two surfaces). In the absence of a magnetic field, MRF-140CG fluid flows freely or allows free movement. Upon application of a magnetic field, the fluid's particles align with the direction of the field in chain-like fashion, thereby restricting the fluid's movement within the gap in proportion to the strength of the magnetic field.

Features and Benefits

Fast Response Time – responds instantly and reversibly to changes in a magnetic field.

Dynamic Yield Strength – provides high yield strength in the presence of a magnetic field and very low yield strength in the absence of a magnetic field; allows for a wide range of controllability.

Temperature Resistant – performs consistently throughout a broad temperature range, meeting the requirements of demanding applications such as automotive shock absorbers.

Hard Settling Resistant – provides high resistance to hard settling; easily redispersed.

Non-Abrasive – formulated to not abrade the devices in which the MR fluid is used.

Application

For more information on MR technology, refer to the MR Design Guides located on www.lord.com/mr.

Mixing – Under common flow conditions, no separation is observed between particles and the carrier fluid.

However, a degree of separation may eventually occur under static conditions. If needed, use a paint shaker to redisperse the particles into a homogeneous state prior to use.

Storage

Keep container tightly closed when not in use.

Typical Properties*

Appearance	Dark Gray Liquid
Viscosity, Pa-s @ 40°C (104°F) Calculated as slope 800-1200 sec ⁻¹	0.280 ± 0.070
Density g/cm ³ (lb/gal)	3.54-3.74 (29.5-31.2)
Solids Content by Weight, %	85.44
Flash Point, °C (°F)	>150 (>302)
Operating Temperature, °C (°F)	-40 to +130 (-40 to +266)

*Data is typical and not to be used for specification purposes.

LORD
AskUsHow™

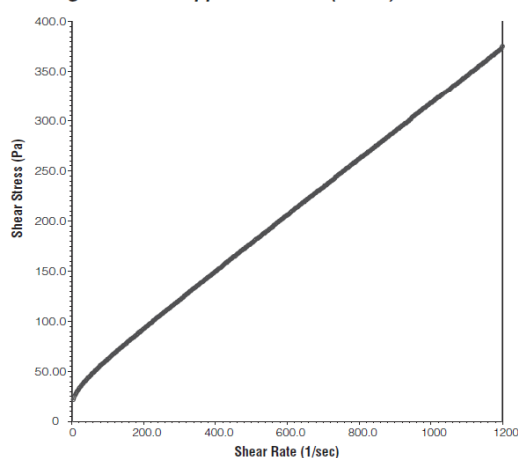
LORD TECHNICAL DATA

Cautionary Information

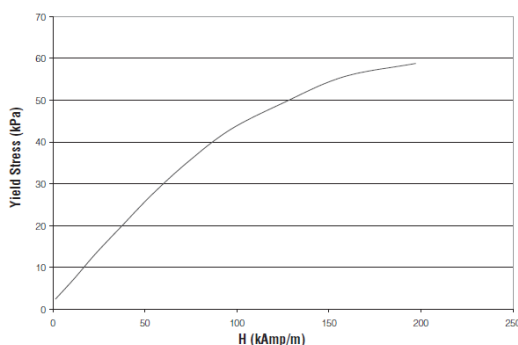
Before using this or any LORD product, refer to the Material Safety Data Sheet (MSDS) and label for safe use and handling instructions.

For industrial/commercial use only. Not to be used in household applications. Not for consumer use.

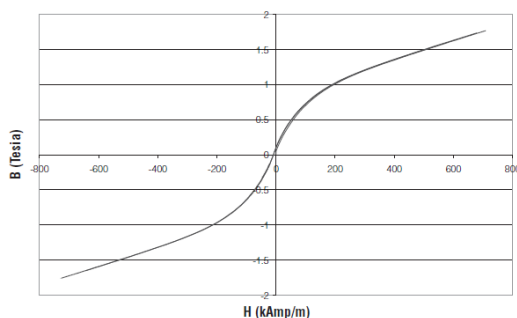
Shear Stress as a function of Shear Rate with no Magnetic Field applied at 40°C (104°F)



Yield Stress vs. Magnetic Field Strength



Typical Magnetic Properties



Values stated in this technical data sheet represent typical values as not all tests are run on each lot of material produced. For formalized product specifications for specific product end uses, contact the Customer Support Center.

Information provided herein is based upon tests believed to be reliable. In as much as LORD Corporation has no control over the manner in which others may use this information, it does not guarantee the results to be obtained. In addition, LORD Corporation does not guarantee the performance of the product or the results obtained from the use of the product or this information where the product has been repackaged by any third party, including but not limited to any product end-user. Nor does the company make any express or implied warranty of merchantability or fitness for a particular purpose concerning the effects or results of such use.

"Ask Us How" is a trademark of LORD Corporation or one of its subsidiaries.

LORD provides valuable expertise in adhesives and coatings, vibration and motion control, and magnetically responsive technologies. Our people work in collaboration with our customers to help them increase the value of their products. Innovative and responsive in an ever-changing marketplace, we are focused on providing solutions for our customers worldwide . . . Ask Us How.

LORD Corporation World Headquarters

111 Lord Drive
Cary, NC 27511-7923
USA

Customer Support Center (in United States & Canada)
+1 877 ASK LORD (275 5673)

www.lord.com

©2008 LORD Corporation OD DS7012 (Rev.1 7/08)

LORD
AskUsHow™

REFERENCIAS

- [1] ÁLVAREZ MÁNTARAS, Daniel; LUQUE RODRÍGUEZ, Pablo. *Ingeniería e infraestructura de los transportes. Ferrocarriles*. Universidad de Oviedo, 2003.
- [2] GONZÁLEZ FERNÁNDEZ, Francisco Javier; FUENTES LOSA, Julio. *Ingeniería ferroviaria*. 2ª edición. Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2010.
- [3] MELIS MAYNAR, Manuel; GONZÁLEZ FERNÁNDEZ Francisco Javier. *Ferrocarriles metropolitanos. Tranvías, metros ligeros y metros convencionales*. Col. Ing. Caminos, Canales Y Puertos, 2004.
- [4] ZHUOYU, He; SHIHUI, Luo; WEIHUA Ma. *Influence of Primary Suspension System to Dynamic Performance of High-Speed EMU*, International Conference on Transportation Engineering, pp. 3502-3507, 2009.
- [5] JURADO ZURRO, Juan. *Estudio del comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario equipado con suspensión secundaria semiactiva utilizando lógica difusa*. Proyecto fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid, 2010.
- [6] KONI. Railway Dampers. 2011. Enlace web:
http://217.160.44.27/KONI_NL/railway_products/applications/applications.html
- [7] IWNIICKI, Simon. *Handbook of railway vehicle dynamics*. Boca Raton, Florida: CRC/Taylor & Francis, 2006.
- [8] ITT ENDINE RAIL. ITT Endine Rail Products and Services. 2012. Enlace web:
<http://www.koni-enidine-rail.com/>
- [9] CONTITECH AG. Suspension Systems for Rail Vehicles. 2012. Enlace web:
http://www.contitech.de/pages/produkte/luftfedersysteme/schienenfahrzeuge/schienenfahrzeuge_en.html
-

[10] TRELLEBORG AB. Trelleborg Rail Applications: Suspension and Vibration Solutions.2012. Enlace web:

<http://www.trelleborg.com/en/IndustrialAVS/Product/Rail/>

[11] ALBERDI URBIETA, Juan. Manuales de Automoción: Amortiguadores y suspensión. 2012. Enlace web:

http://www.tecnun.es/automocion/files/ebooks/Amortiguadores_y_suspension.pdf

[13] ZF SACHS AG. Damping Systems for Rolling Stock. 2012. Enlace web:

http://www.zf.com/media/media/en/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/rail_vehicles_flyer/daempfungssysteme.pdf

[14] ZF SACHS AG. Components and Systems for Rail Vehicles; Worldwide on Track. 2012. Enlace web:

http://www.zf.com/media/media/en/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/rail_vehicles_flyer/schiene.pdf

[15] GOODALL R., *Active Railway Suspensions: Implementation Status and Technological Trends*, Vehicle System Dynamics, 28 (2), pp. 87-117, 1997.

[16] CUPICH RODRIGUEZ, M. y ELIZONDO GARZA, F. J. *Amortiguadores magnetoreológicos*. V Congreso Mexicano de Acústica, 1998.

[17] BREGNI, Carlos. *Reología*. Departamento de Tecnología Farmacéutica, Facultad de Farmacia y Bioquímica. Universidad de Buenos Aires, 2010.

[18] CHACÓN HERNANDO, Víctor. *Diseño de una suspensión para un vehículo basada en amortiguadores magneto-reológicos*. Proyecto fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid, 2009.

[19] MATELLANES, Lina; CUEVAS, José María; CLEMENTE, Raquel y ALLUÉ, Sandra. *Materiales y estructuras "inteligentes"*. Centro Tecnológico Gaike. 2003. Enlace web:

<http://www.interempresas.net/PrimeraPagina/Articulos/2971-Materiales-y-estructuras-inteligentes.html>

[20] OVIEDO GUTÉRREZ, Diego. *Optimización del modelo Bouc-Wen de un amortiguador magneto-reológico mediante algoritmos genéticos*. Proyecto fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid, 2010.

[21] DE LA FLOR LÓPEZ, Silvia. *Simulación numérica y validación experimental de las propiedades mecánicas en las aleaciones con memoria de forma*. Tesis doctoral. Universidad Politècnica de Catalunya, 2005.

[22] PEÑA ANDRÉS, Francisco Javier. *Caracterización de la cinética de crecimiento de grano, desgaste y corrosión en aleaciones inteligentes con memoria de forma base cobre para aplicaciones tecnológicas*. Tesis doctoral. Universidad Politècnica de Catalunya, 2000.

[23] CORONEL BENAVENTE, Diego. *Montaje y estudio de un amortiguador magneto-reológico en la suspensión de un vehículo automóvil*. Proyecto fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid, 2010.

[24] MEDINA PAVÓN, Gema. *Estudio del comportamiento dinámico de un vehículo automóvil equipado con amortiguación magneto-reológica*. Proyecto fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid, 2011

[25] Fundación de EROSKI. Versión *online* de la revista CONSUMER EROSKI. *El amortiguador reológico*. 2012. Enlace web:

http://www.consumer.es/web/es/motor/mantenimiento_automovil/2007/01/08/158772.php

[26] Autocity.com. *MagneRide* de Delphi. 2012. Enlace web:

<http://www.autocity.com/documentos-tecnicos/?cat=3&codigoDoc=210>

[27] YANG, G.; SPENCER, B.F. Jr.; CARLSON, J.D.; SAIN, M.K. *Large-scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance considerations*, Engineering Structures, 24, pp.309-323, 2002.

[28] NGUYEN, Q.; CHOI, S. *Optimal design of a vehicle magnetorheological damper considering the damping force and dynamic range*, Smart Materials and Structures, 18(1), pp. 1-10, 2009.

[29] WANG, D.; LIAO, W. *Semi-active suspension systems for railway vehicles using magnetorheological dampers. Part I: system integration and modelling*, Vehicle System Dynamics, 47 (11), pp.1305-1325, 2009.

[30] WANG, D.; LIAO, W. *Semi-active suspension systems for railway vehicles using magnetorheological dampers. Part II: simulation and analysis*, Vehicle System Dynamics, 47 (12), pp. 1439-1471, 2009.

[31] LAU, I.; LIAO, W. *Design and analysis of magnetorheological dampers for train suspension*, Journal of Rail and Rapid Transit, Proceedings of IMechE Part F, Vol. 219, pp. 261-276, 2005.

[32] "SIMULINK. Simulation and model-based design" Using Simulink Manual. 6th version.

[33] Web oficial de Lord. 2012. Enlace web:

[http://www.lord.com/Products-and-Solutions/Magneto-Rheological-\(MR\).xml](http://www.lord.com/Products-and-Solutions/Magneto-Rheological-(MR).xml)

[34] NGUYEN, Q.; CHOI,S.; LEE,Y.; HAN, M. *Damping force prediction of electrorheological fluid damper using an analytical dynamic model*, International Journal oh Vehicle Design, Vol. 57, pp. 50-70, 2011.